

# Thermische Rekuperation im instationären Betrieb – Ein Beitrag zur Optimierung des Clausius-Rankine- Prozesses zur Wärmerückgewinnung im Kraftfahrzeug

Vom Fachbereich Maschinenbau an der technischen Universität Darmstadt  
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte

## Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Andreas Franke aus Stuttgart Bad-Cannstatt

Berichterstatter: Professor Dr.-Ing. Peter Stephan

Mitberichterstatter: Professor Dr. sc. techn. Thomas Koch

Tag der Einreichung: 21.01.2016

Tag der mündlichen Prüfung 26.04.2016

Darmstadt 2016

D17



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand zwischen April 2011 und Februar 2015 im Mercedes-Benz Technology Center bei der Daimler AG in Sindelfingen. In dieser Zeit übernahm ich die anspruchsvolle Aufgabe des ganzheitlichen Aufbaus eines Erprobungsträgers, und über die hier beschriebenen Untersuchungen hinaus stellte die Erstellung und Umsetzung eines Regelungskonzeptes eine große Herausforderung dar, was das Aufgabenpaket abrundete. Die Umsetzung wäre ohne die großartige Unterstützung meiner Betreuer und Kollegen nicht zu bewältigen gewesen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Peter Stephan, Leiter des Instituts für Technische Thermodynamik (ITTD) an der TU Darmstadt, für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit, für die ständige Gesprächsbereitschaft und das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Professor Dr. sc. techn. Thomas Koch, Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen (IFKM) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) danke ich für die wertvollen Anregungen und für die Übernahme des Korreferates.

Herrn Dipl.-Ing. Jan Gärtner von der Daimler AG danke ich für die Betreuung meiner Arbeit und die Möglichkeit zur freien Umsetzung der behandelten Themen. Seine wissenschaftliche Anleitung und konstruktive Unterstützung während der Durchführung haben sehr zum Gelingen dieses Vorhabens beigetragen.

Nicht zuletzt möchte ich mich herzlich bei allen beteiligten Menschen für ihre Unterstützung und Inspiration bedanken: Dipl.-Ing. Dominik Mall, Dr. Andreas Hartmann und Dipl.-Ing. Christopher Bittl für den kontinuierlichen Gedankenaustausch zur Realisierung neuer Ideen und für die ständige Hilfsbereitschaft. Dipl.-Ing. (FH) Karl-Heinz Baitinger und Dipl.-Ing. (FH) Sebastian Schäfer, die mich insbesondere bei der Umsetzung des Mess-, Steuer- und Regelungskonzepts tatkräftig unterstützt haben. Dipl.-Ing. Benjamin Flügel für die stetige Motivation und seine wertvollen Beiträge.

Sindelfingen/Darmstadt im Frühjahr 2016

Andreas Franke





## Kurzfassung

Kontinuierlich steigende Energiekosten, bedingt durch die Endlichkeit fossiler Brennstoffe sowie die durch den Gesetzgeber immer weiter verschärften Grenzwerte für die Emission von  $\text{CO}_2$ , setzen die Automobilindustrie zunehmend unter Druck, dieser Problematik durch die Erforschung und Umsetzung neuer Technologien im Antriebsbereich entgegenzuwirken.

Anhand zahlreicher Veröffentlichungen (u.a. [1], [2], [3], [4], [5]) ist ein klarer Trend hin zur Entwicklung rekuperativer Technologien zu erkennen. Neben bekannten Verfahren, wie z.B. der Bremsenergierückgewinnung, rückt dabei allmählich die thermische Rekuperation in den Vordergrund, um auch die über das Abgas und Kühlwasser abgeführte Abwärme im Fahrzeug nutzbar zu machen. Als „Bottoming Cycle“ in stationären Anlagen, wie z.B. in der Kraftwerkstechnik und Schifffahrt, ist der nach den beiden Physikern Rudolf Clausius und William John Macquorn Rankine benannte Dampfkraftprozess bereits Stand der Technik zur Umwandlung von Wärme in technische Arbeit. Die nahezu exponentiell ansteigende Zahl an Veröffentlichungen zum Einsatz des Organic-Rankine-Cycle (ORC) deutet darauf hin, dass diese Technologie einen vielversprechenden Ansatz zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und Schadstoffausstoßes im Pkw darstellt. Insbesondere durch die Miniaturisierung des ORC sowie unter den transienten Betriebsbedingungen im Pkw und unter Berücksichtigung der zur Zertifizierung relevanten Bedingungen ergeben sich hierdurch Restriktionen, die die Effizienz solcher Systeme mindern. Die vorliegende Arbeit soll anhand theoretischer und experimenteller Analysen von Komponenten zur Effizienzsteigerung ihren Beitrag zur Annäherung an diese Wirkungsgrade leisten.

Den zentralen Teil stellt dabei die Untersuchung der Komponenten Ejektor (Strahlpumpe), Innerer Wärmeübertrager (IWÜ) und Füllstandkompensationseinheit (FKE) sowie deren Einfluss auf das Druckverhältnis und das Kaltstartverhalten des Systems dar. Das Druckverhältnis als integraler Parameter im ORC nimmt direkten Einfluss<sup>1</sup> auf die erzielbare Leistung und unterliegt im transienten Fahrbetrieb starken Schwankungen. Um die Möglichkeiten der Einflussnahme zu untersuchen, steht zu Beginn der Aufbau eines Versuchsfahrzeugs als Träger eines ORC-Systems zur thermischen Rekuperation der Abgasenthalpie. Hinzu kommt eine theoretische und

---

<sup>1</sup> Vergrößerung der Nutzfläche im T,s-Diagramm bzw. Steigerung der Enthalpiedifferenz  $\Delta h$  über die Expansionsmaschine im p,h-Diagramm (vgl. Abbildung 5).

experimentelle Studie zu Ejektoren und deren Einsatzmöglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung des Systems über die zusätzliche Wärmeaufnahme aus dem Kühlwasser. Basierend auf den Erkenntnissen experimenteller Versuchsdurchführungen am Prototypenträger und nach Vermessung des „Basis-Systems“ erfolgt die schrittweise Erweiterung um eine FKE und einen IWÜ.

Mit dem Ziel der größtmöglichen, zusätzlichen Wärmeaufnahme aus dem Kühlwasser über einen Ejektor wird der Einfluss verschiedener Parameter auf die Leistungsabgabe des Systems untersucht. Dabei zeigen sowohl die Variation des Dampfgehaltes nach Abgaswärmeübertrager, des Treibdruckes vor Ejektor, des Druckniveaus am Ejektoraustritt und der Kühlmitteltemperatur jeweils negative Auswirkungen auf die Systemleistung auf. Es wird festgestellt, dass sich trotz höherer Wärmeaufnahme aus dem Kühlwasser weniger Leistung mit dem System erzielen lässt. Experimentelle Untersuchungen am Ejektor zeigen auf, dass sich dieser nur in einem geringen Betriebsbereich im ORC einsetzen lässt.

Der Nachweis, dass der Einsatz eines Puffervolumens in hohem Maß zur Stabilität des miniaturisierten ORC unter transienten Betriebsbedingungen beiträgt, wird erbracht. Die Anforderung an die Dichtheit des Systems gegen Unterdruck lässt sich durch dessen Einbindung in den Kreislauf eliminieren und die im Überdruck während des Betriebes entstehenden Masseverschiebungen ausgleichen, wodurch ein konstanter Massenstrom im dynamischen Betrieb sichergestellt werden kann. Die Möglichkeit zur Anpassung der Füllmenge führt insbesondere unter transienten Bedingungen zu einer Steigerung der Systemleistung. Des Weiteren lässt sich über das Aufprägen eines Vordruckes das Druckverhältnis im Betrieb auf den angestrebten Betriebsbereich optimieren.

Den Abschluss der Untersuchungen bildet die Analyse des inneren Wärmeübertragers. Diese behandelt seinen Einfluss auf den Kreisprozess im transienten Betrieb und nach Kaltstart, sowie die Möglichkeit, den Prozess durch seinen Einsatz weiter zu optimieren. Neben einer Verbesserung der Kaltstarteigenschaften durch die kreislaufinterne Wärmerückführung trägt der IWÜ durch den Ausgleich von Wärmeverlusten dazu bei, den Prozess durch eine größere Unterkühlung zu stabilisieren. Darüber hinaus wird nachgewiesen, dass sich durch den IWÜ der thermische Wirkungsgrad des Systems steigern lässt, was zu einer Entlastung des Kondensators und damit des Fahrzeugkühlsystems führt.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>III</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>V</b>
<b>Abkürzungen und Indizes</b> .....	<b>IX</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Motivation zur Entwicklung von Abwärmenutzungssystemen .....	7
1.2 Der Clausius-Rankine-Prozess .....	10
<b>2 Stand der Entwicklungen</b> .....	<b>17</b>
2.1 Stand der Technik .....	17
2.2 Versuchsaufbau.....	20
<b>3 Zielsetzung und Systemaufbau</b> .....	<b>27</b>
3.1 Ziele dieser Arbeit.....	27
3.2 Systemaufbau .....	29
<b>4 Komponenten zur Steigerung des Systemwirkungsgrades</b> .....	<b>33</b>
4.1 Ejektor-Organic-Rankine-Cycle .....	36
4.1.1 Funktionsweise von Ejektoren .....	37
4.1.2 Theoretische Auslegung des Ejektors.....	39
4.1.3 Wirkungsgradsteigerung mithilfe von Ejektoren .....	53
4.1.4 Messergebnisse des Flüssigstrahlejektors .....	62
4.1.5 Ergebnisinterpretation .....	70
4.1.6 Potentielle Folgeuntersuchungen.....	71
4.2 Ausgleichsbehälter mit variablen Volumen.....	75
4.2.1 Möglichkeiten zur Beeinflussung des Innenvolumens im Betrieb.....	77
4.2.2 Zusammenhang Atmosphärendruck und Systemdruck .....	80
4.2.3 Auslegung der Füllstand-Kompensationseinheit .....	86
4.2.4 Einsatz im System .....	91
4.2.5 Fazit .....	96
4.3 Innerer Wärmeübertrager .....	97
4.3.1 Theoretische Betrachtung .....	98
4.3.2 Effizienzsteigerungspotenzial unter realen Betriebsbedingungen.....	101
4.3.3 Ausgleich von Wärmeverlusten und der thermischen Trägheit.....	106

4.3.4	Entlastung des Kondensators .....	109
4.3.5	Fazit .....	115
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>117</b>
<b>Anhang</b>	<b>.....</b>	<b>121</b>
	Bestimmung der thermodynamischen Zustandsgrößen .....	121
	Sensitivitätsanalyse.....	121
	Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung und Mittelwertbildung .....	124
<b>Literatur</b>	<b>.....</b>	<b>137</b>

## Abkürzungen und Indizes

0	Temperaturniveau der Wärmeabfuhr
2ph	zweiphasig
a	<b>A</b> ustritt
ab	<b>ab</b> geführt
AG	<b>A</b> bgas
AGK	<b>A</b> bgasklappe
amb, $\infty$	Umgebung ( <b>a</b> mbient)
AM	<b>A</b> rbeitsmedium
ATL	<b>A</b> bgasturbolader
ausg	<b>A</b> usgleichsvolumen
AWN	<b>A</b> bwärmenutzung
AGWÜ	<b>A</b> bgaswärmeübertrager
BMW	<b>B</b> ayerische <b>M</b> otoren <b>W</b> erke
C	Verdichter ( <b>c</b> ompressor)
CAN	<b>C</b> ontroller <b>A</b> rea <b>N</b> etwork
COP	Leistungszahl (engl. <b>c</b> oefficient <b>o</b> f <b>p</b> erformance)
CRP	<b>C</b> lausius- <b>R</b> ankine- <b>P</b> rozess
d	<b>D</b> iffusor
DAI	<b>D</b> aimler AG
DC	Gleichspannung ( <b>d</b> irect <b>c</b> urrent)
df	<b>d</b> ampf führend
DIN	<b>D</b> eutsche <b>I</b> ndustrie <b>N</b> orm
DORC	<b>D</b> ouble- <b>O</b> rganic- <b>R</b> ankine- <b>C</b> ycle
e	<b>E</b> intritt
E	<b>E</b> jektor
ECU	<b>E</b> lectronic <b>C</b> ontrol <b>U</b> nit (Steuergerät)
EGB	<b>E</b> ntgasungs <b>b</b> ehälter
el	<b>e</b> lektrisch
eng	Motor ( <b>e</b> ngine)
EORC	<b>E</b> jektor- <b>O</b> rganic- <b>R</b> ankine- <b>C</b> ycle
EW	<b>E</b> rweiterungswinkel
Exp	<b>E</b> xpander
ex	<b>e</b> xergetisch
FKE	<b>F</b> üllstand- <b>K</b> ompensationseinheit

fl	<b>fl</b> üssig
FM	<b>F</b> rostschut <b>zm</b> ittel
ga	<b>gas</b> förmig
GEN	<b>Gen</b> eration
ges	<b>ges</b> amt
GWP	Treibhauspotenzial (engl. <b>g</b> lobal <b>w</b> arming <b>p</b> otential)
H	<b>hoch</b> ( <b>high</b> , oberes Temperaturniveau)
HD	<b>Hochd</b> ruck
IEA	International <b>E</b> nergy <b>A</b> gency
IEC	International <b>E</b> lectrotechnical <b>C</b> ommission
IFKM	Institut <b>f</b> ür <b>K</b> olbenmaschinen
is	<b>i</b> sentrope Zustandsänderung
ISA	Normatmosphäre (engl. International <b>S</b> tandard <b>A</b> tmosphere)
ITTD	Institut für <b>T</b> echnische <b>T</b> hermod <b>yn</b> amik
IWÜ	Innerer <b>W</b> ärme <b>ü</b> bertrager
K	<b>K</b> ondensation
KIT	<b>K</b> arlsruher Institut für <b>T</b> echnologie
komp	<b>kom</b> primiert
Kond	<b>Kond</b> ensator
KS	<b>K</b> ühl <b>s</b> ystem
KMWÜ	<b>K</b> ühlmittel <b>w</b> ärme <b>ü</b> bertrager
L	niedrig ( <b>low</b> , unteres Temperaturniveau)
LIN	<b>L</b> ocal Interconnect <b>N</b> etwork
LLK	<b>L</b> adeluft <b>k</b> ühler
m	<b>M</b> ischraum / <b>M</b> ischung / <b>m</b> ittel
MAN	<b>M</b> aschinenfabrik <b>A</b> ugsburg- <b>N</b> ürnberg
max	<b>max</b> imal / <b>M</b> aximum
MBVT	<b>M</b> ercedes- <b>B</b> enz <b>V</b> erbrauch <b>s</b> test
mech	<b>mech</b> anisch
min	<b>min</b> imal / <b>M</b> inimum
MK	<b>M</b> isch <b>k</b> ammer
mod	<b>mod</b> ifiziert
MR	<b>M</b> ischraum
MS / OS	<b>mit</b> / <b>ohne</b> <b>S</b> ystem
MT	<b>M</b> essturbine

n	Treibdüse ( <b>n</b> ozzle)
ND	<b>N</b> ieder <b>d</b> ruck
NEFZ	<b>N</b> eu <b>e</b> r <b>E</b> uropäischer <b>F</b> ahr <b>z</b> yklus
nenn	<b>N</b> enn(-spannung)
net	<b>N</b> etto
NIST	<b>N</b> ational <b>I</b> nstitute of <b>S</b> tandards and <b>T</b> echnology
ORC	<b>O</b> rganic <b>R</b> ankine <b>C</b> ycle
P	<b>P</b> umpe
PKW	<b>P</b> ersonen <b>k</b> raft <b>w</b> agen
p_liq	Zustand auf der Siedelinie (in Abh. des Druckes p)
PPM	<b>P</b> uls <b>p</b> ausen <b>m</b> odulation (engl. <b>P</b> ulse- <b>p</b> osition- <b>m</b> odulation)
PWM	<b>P</b> uls <b>w</b> eiten <b>m</b> odulation (engl. <b>P</b> ulse- <b>w</b> idth- <b>m</b> odulation)
REFPROP	<b>R</b> eference <b>F</b> luid Thermodynamic and Transport <b>P</b> roperties Database (NIST)
rek	<b>R</b> ekup <b>e</b> ration
RSWV	<b>R</b> egenerative <b>S</b> peis <b>e</b> wass <b>e</b> rvorwärmung
s	<b>S</b> augseite Ejektor
SL	<b>S</b> iedelinie
SR	<b>S</b> aug <b>r</b> aum
t	<b>T</b> reibseite Ejektor
T	Expansionsmaschine ( <b>t</b> urbine)
TL	<b>T</b> aulinie
TD	<b>T</b> reib <b>d</b> üse
TEG	<b>T</b> hermo <b>e</b> lektrischer <b>G</b> enerator
TFC	<b>T</b> rilateral- <b>F</b> lash- <b>C</b> ycle
th	<b>t</b> heoretisch
TM	<b>T</b> reib <b>m</b> edium
TUB	<b>T</b> echnische <b>U</b> niversität <b>B</b> raunschweig
UK	<b>U</b> nter <b>k</b> ühlung
V	<b>V</b> erdampfung
VS	<b>V</b> erdichtungs <b>s</b> toß
VDA	<b>V</b> erband <b>d</b> er <b>A</b> utomobilindustrie
y	engste Stelle Treibdüse
zu	<b>z</b> ugeführt
ZÜ	<b>Z</b> wischen <b>ü</b> berhitzung

## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	m <sup>2</sup>	Fläche (Querschnitt)
a	-	Toleranz
$\alpha$	°	Erweiterungswinkel Treibdüse
$\alpha_0$	°	Einschnürwinkel Treibdüse
$\beta$	°	Verengungswinkel
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
$c_{(p,V)}$	kJ/(kg · K)	spez. Wärmekapazität (isobar, isochor)
d	mm	Durchmesser
$\delta$	-	Phasenschlupf
$\varepsilon$	-	volumetrischer Dampfgehalt
f	-	Reibungskoeffizient
		relativer Fehler
h	kJ/kg	spez. Enthalpie
L	mm	Länge
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
M	kg	Masse
Ma	-	Mach-Zahl
n	1/min	Drehzahl
p	bar	Druck
P	W	Leistung
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
s	kJ/(kg · K)	spez. Entropie
$\sigma$	mm	Wandstärke
T	°C, K	Temperatur
$\tau_w$	N/m <sup>2</sup>	Wandschubspannung
$\vartheta$	°	Öffnungswinkel
U	V	elektr. Spannung
v	m <sup>3</sup> /kg	Spezifisches Volumen
	m/s	Geschwindigkeit
V	m <sup>3</sup>	Volumen



w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit (Fluid)
W	J	(technische) Arbeit
x	-	Dampfgehalt
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\omega$	-	Mischungsverhältnis (saug/treib)
$\zeta$	-	Korrekturfaktor



# 1 Einleitung

Seit mittlerweile über 125 Jahren dienen in erster Linie **Verbrennungsmotoren** dem Antrieb von Kraftfahrzeugen. Deren Weiterentwicklung zielte dabei in erster Linie auf die Steigerung der Leistung und des Komforts<sup>2</sup> durch größere Triebwerke, später im Hinblick auf die **Endlichkeit der fossilen Brennstoffe** und **steigenden Brennstoffkosten** auf die **Reduzierung des Verbrauchs** ab. Erst in den letzten Jahrzehnten trat durch die immer strenger werdende Gesetzgebung die **Reduzierung der Schadstoffemissionen** in den Vordergrund. Alternative Konzepte, wie die teilweise oder komplette Elektrifizierung des Fahrzeugs, stellen derzeit noch aufgrund der Kapazität<sup>3</sup> und Haltbarkeit<sup>4</sup> ihrer Akkus einen Lösungsansatz<sup>5</sup> und teilweise nur eine örtliche Verlagerung ausgestoßenen Emissionen dar und werden den Verbrennungsmotor in absehbarer Zeit nicht vollständig ablösen können. Dieser konnte im Laufe seiner Entwicklung in der Effizienz beträchtlich gesteigert werden, nutzt jedoch mit einem mittleren Wirkungsgrad von unter 40% nur einen Teil der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie aus. Ein Großteil wird nach wie vor ungenutzt über den Abgasmassenstrom und das Kühlmittel an die Umgebung abgeführt.

Mit Inkrafttreten des **Kyoto-Protokolls** am 16. Februar 2005<sup>6</sup> gelten für die Industrienationen verbindliche Ziele bezüglich des Ausstoßes von **Treibhausgasen**. Hierdurch sehen sich die Regierungen in der Pflicht, den Unternehmen diese Entwicklungsziele unter Androhung von Sanktionen aufzuerlegen. Die

---

<sup>2</sup> Verbesserung des Schwingungskomforts durch Erhöhung der Zylinderzahl, optimierte Verbrennung, etc.

<sup>3</sup> Die Fa. Bosch als Zulieferer der Automobilindustrie plant bis 2020 Batteriesysteme für Elektrofahrzeuge zu entwickeln, die bei einem Gewicht von ca. 225 kg einen Energiegehalt von 50 kWh aufweisen [106], was ungefähr dem Faktor 2 ggü. aktuellen Fahrzeugbatterien entspricht.

<sup>4</sup> Langzeittests des ADAC e.V. [105] zeigen, dass die Kapazität der Batterien von Elektrofahrzeugen bereits nach 3 Jahren um teilweise bis zu 17 % abnehmen kann.

<sup>5</sup> Die Reichweite von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ist ungeachtet der hochentwickelten Akkus aufgrund deren Kapazität stark begrenzt. Aktuelle Diskussionen zur Einführung einer blauen Plakette [103] deuten jedoch auf eine weitere Verschärfung der Grenzwerte für den Ausstoß von Emissionen [104].

<sup>6</sup> 90 Tage nachdem mindestens 55 Vertragsparteien des Übereinkommens ihre Ratifikations-Annahme, Genehmigung- oder Beitrittsurkunde hinterlegt haben [102] (Artikel 25)

Automobilindustrie ist von dieser Problematik vorwiegend betroffen, da die mit fossilen Brennstoffen betriebenen Fahrzeuge als Verursacher direkter Emissionen nahezu überall präsent sind. Nach aktuellen Emissionsstatistiken der International Energy Agency (IEA) [6] fielen im Jahr 2013 rund 22 % der weltweit erzeugten CO<sub>2</sub>-Emissionen auf den Sektor des Transportwesens zurück. Die Automobilindustrie beschäftigt sich aus diesem Grund in den letzten Jahrzehnten vermehrt mit der Entwicklung neuer Technologien, um das Emissions- und Ressourcenproblem anzugehen.

Der thermische Wirkungsgrad der heutigen Verbrennungsmotoren liegt dank zahlreicher Entwicklungen betriebspunktabhängig im Bereich von knapp 40 %<sup>7</sup>. Beim sog. „**Downsizing**“ bringen kleinere, hochaufgeladene Motoren nicht nur Gewichtsvorteile mit sich, sondern bewirken u.a. durch Absenkung der inneren Reibung und die Verringerung der bewegten Massen eine Steigerung des Wirkungsgrades. Bei Dieselmotoren sorgen hohe Einspritzdrücke von über 2000 bar (Tendenz steigend) für eine feine Zerstäubung des Kraftstoffes, was zu einer Verbesserung des **Verbrennungsprozesses**<sup>8</sup> führt. Weitere Verfahren, wie z.B. das Schichtladeverfahren<sup>9</sup>, führen zu weiter steigenden Wirkungsgraden, jedoch wird hier das Verhältnis von Aufwand zu Nutzen immer größer. Mittlerweile stehen dem kontinuierlich sinkenden Potential der Neuerungen **hohe Kosten** zur Umsetzung der entsprechenden Maßnahmen gegenüber, was die Entwicklung weiterer Möglichkeiten erfordert.

**Alternative Antriebstechniken**, wie z.B. die **Elektrifizierung** des Fahrzeugs und der Einsatz **alternativer Kraftstoffe** stehen die letzten Jahre zunehmend im Fokus der Entwicklungen. Im Jahre 2009 hat sich die Deutsche Bundesregierung das Ziel gesteckt, dass bis 2020 mindestens eine Millionen elektrisch betriebene Fahrzeuge auf Deutschlands Straßen unterwegs sein sollen [7]. Elektrofahrzeuge stellen zwar für den innerstädtischen und Kurzstreckenverkehr eine mögliche Alternative dar, werden aber in naher Zukunft den Verbrennungsmotor nicht komplett ersetzen können. Darüber hinaus stellt das **Thermomanagement** bei rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen in Bezug auf den Fahrkomfort eine große

---

<sup>7</sup> Im optimalen Betriebsbereich (Bestpunkt)

<sup>8</sup> Nachteilig ist dabei eine Erhöhung der Anzahl kleiner Partikel (Feinstaub)

<sup>9</sup> Durch eine exakt gesteuerte Luftführung bildet sich nur im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch, während im übrigen Brennraum ein mageres Gemisch vorliegt.

Herausforderung dar [8]. Der Entwicklungsschwerpunkt wird deshalb auch in den nächsten Jahren bei der Hybridisierung in Kombination mit dem Verbrennungsmotor bleiben [9].

Trotz der großen Wirkungsgradsteigerung<sup>10</sup>, die der Verbrennungsmotor in seiner Entwicklung erfahren hat, bleibt nach wie vor ein großer Teil der im Kraftstoff gebundenen **chemischen Energie ungenutzt**. Da die Steigerung des Motorwirkungsgrades nur noch unter hohem Einsatz zu bewältigen ist, geht die Entwicklung verstärkt in Richtung **Rekuperation** weiterer im Fahrbetrieb anfallenden Energieformen. Die Rekuperation der **Bremsenergie** ist in heutigen Hybridfahrzeugen bereits Stand der Technik und ermöglicht die Wandlung und Speicherung der kinetischen Energie des Fahrzeugs in Form von elektrischer Energie während des Bremsvorgangs. Sowohl während der Beschleunigungsphase als auch im stationären Fahrbetrieb bleibt die bei der Verbrennung des Kraftstoffes anfallende **Abwärme**, abgesehen von der Verwendung zur Fahrgastzellenbeheizung, jedoch immer noch ungenutzt. Hierdurch geht ein deutliches Potenzial der Wirkungsgradsteigerung verloren. Je nach Betriebspunkt wird nur ca. ein Viertel der chemischen Energie in mechanische Antriebsleistung umgewandelt. Abbildung 1 verdeutlicht diese Verluste anhand eines **Sankey-Diagramms** für einen 6-Zylinder Ottomotor bei 120 km/h [10]. Der untere Heizwert stellt den durch Verbrennung nutzbaren Anteil der chemisch gebundenen Energie des Kraftstoffs dar. In der Abbildung ist erkennbar, dass bereits 2 % des Kraftstoffes unverbrannt über das Abgas abgeführt werden. Rund 37 % der bei der Verbrennung entstehenden Wärme gehen über das **Kühlsystem (KS)** in Form von **Strahlung** und **Konvektion** an die Umgebung ab. Rund 26 % der Energie gehen nach Betrieb des Abgasturboladers ungenutzt über das **Abgas** an die Umgebung verloren. Nur ca. 25 % der eingesetzten Sekundärenergie steht letzten Endes als mechanische Energie zum Vortrieb des Fahrzeuges und zum Antrieb der Nebenverbraucher zur Verfügung.

---

<sup>10</sup> Der Wirkungsgrad des ersten Gasmotors von Étienne Lenoir lag in etwa bei 3 %

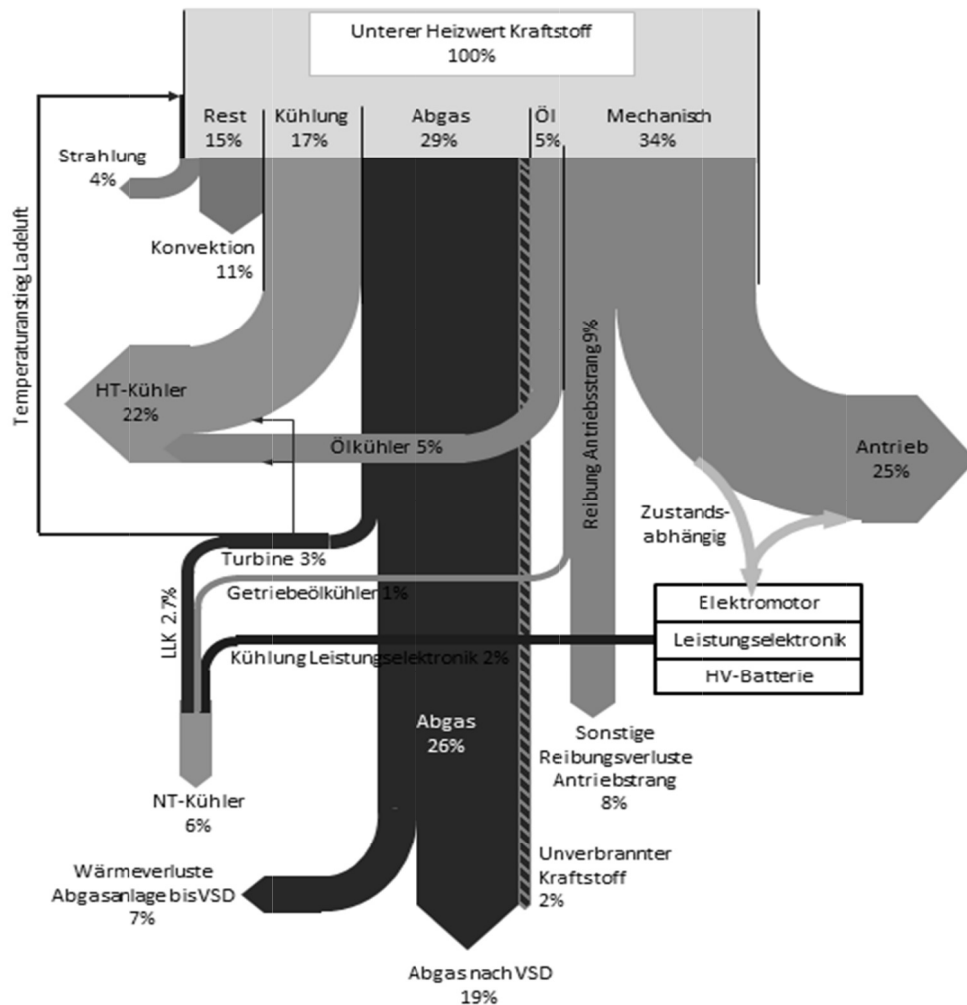


Abbildung 1: Sankey-Diagramm – 3.0l Biturbo Ottomotor bei 120km/h [10]

Die **Rückgewinnung** und **Umwandlung** der ungenutzt abgeführten Wärme in höherwertige mechanische und elektrische Energie oder die direkte Nutzung [11] der thermischen Energie (vgl. Abbildung 2) sind vielversprechende Möglichkeiten, um eine weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit des Ausstoßes von Schadstoffemissionen zu erreichen. In der Literatur weit verbreitet ist die Umwandlung mithilfe des **Seebeck-Effektes**<sup>11</sup> [12], [13], [14], [15], [16]. Der **Thermoelektrische Generator** (TEG) arbeitet ohne bewegliche Bauteile und wandelt Wärme in elektrische Energie um.

<sup>11</sup> Beschreibt die Erzeugung von elektrischem Strom, wenn zwischen der Kontaktstelle zweier verschiedener elektrischer Leiter ein Temperaturgefälle besteht.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Umwandlung von **Wärme- in Kälteleistung**<sup>12</sup> über **Ad-** bzw. **Absorptionskälteanlagen**<sup>13</sup> dar [17], [18], [19]. Jedoch sind der COP<sup>14</sup> und die spezifische Leistungsdichte dieser Anlagen noch zu gering für einen effizienten Einsatz im Fahrzeug [19]. Darüber hinaus ist die Kühlung über einen **Ejektor-Kreislauf** denkbar. Es existiert bis dato nur eine geringe Anzahl von Veröffentlichungen, die sich mit dem Einsatz von Ejektoren (Kapitel 4.1) im mobilen Anwendungsbereich beschäftigen. Die Untersuchungen konzentrieren sich hauptsächlich auf stationäre Anlagen [20], [21] und auf die Wirkungsgradsteigerung von Klimaanlageanlagen [22].

Ein großes Potenzial steckt in der Umwandlung der Wärme in mechanische/elektrische Energie über den **Organic-Rankine-Cycle (ORC)**. Dieses Konzept ist in der Theorie weitestgehend untersucht, jedoch existieren nur wenige Veröffentlichungen zum Betriebsverhalten eines solchen Systems unter den **transienten Bedingungen** (vgl. [23], [24], [25]), wie sie beim Einsatz im Fahrzeug herrschen. Im Gegensatz zu stationären Anlagen ergibt sich bei einem transienten Wärmeeintrag die Anforderung an eine **variable Füllmenge**, um das System in jedem Betriebspunkt optimal betreiben zu können (Kapitel 4.2).

Diese Technologien finden sich neben weiteren Möglichkeiten zur Nutzung der Abgasenthalpie in der in Abbildung 2 dargestellten Grafik wieder.

---

<sup>12</sup> Abkühlung von Bauteilen unter die Umgebungstemperatur z.B. zur Innenraumklimatisierung.

<sup>13</sup> Bei der Adsorption findet die Anreicherung einer Flüssigkeit oder eines Gases an der porösen Oberfläche eines Festkörpers statt, während dies bei der Absorption im Inneren einer zweiten Flüssigkeit geschieht.

<sup>14</sup> Engl. Coefficient of Performance (Leistungszahl): Verhältnis zwischen erzeugter Kälte-/Wärmeleistung zur aufgewendeten Leistung.

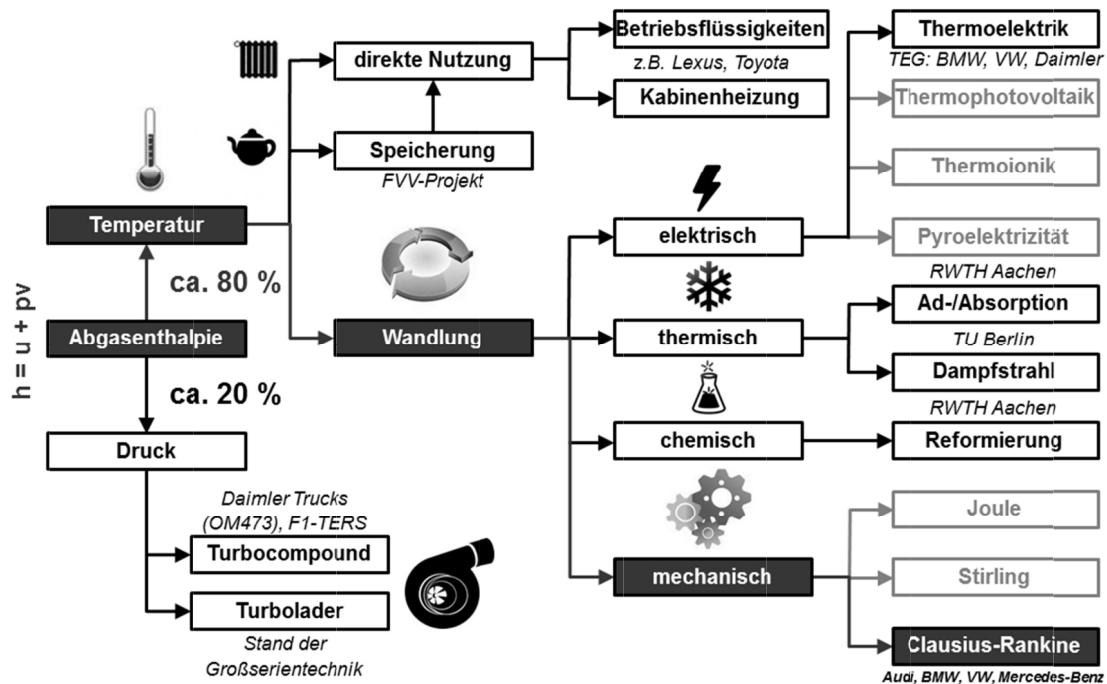


Abbildung 2: Technologien der thermischen Rekuperation [26]

Einen weiteren Ansatz zur Optimierung des ORC stellt der Einsatz eines **inneren Wärmeübertragers** (IWÜ) zur kreislaufinternen Rückgewinnung der Restwärme nach Expansionsmaschine dar. Theoretische Untersuchungen zeigen ein recht geringes Potenzial des IWÜ beim Einsatz von **Reinstoffen** und dem Betrieb im **Zweiphasengebiet** auf. Bei Integration eines ORC-Systems im Fahrzeug ergeben sich jedoch zusätzliche Randbedingungen<sup>15</sup>, die unmittelbaren Einfluss auf das System nehmen und das Potenzial des IWÜ deutlich steigern (Kapitel 4.3). Diese beiden Ansätze werden in dieser Arbeit sowohl in der Theorie als auch in der Praxis untersucht. Darüber hinaus findet zu Beginn eine Untersuchung der Einsatzmöglichkeit von Strahlpumpen (Ejektoren) in Kombination mit dem ORC-System statt.

Neben dem zentralen Anwendungsziel der **Abgaswärmenutzung** über einen Clausius-Rankine-Prozess, der Verbrauchs- und Emissionssenkung, bietet das System einen weiteren entscheidenden Vorteil im Zusammenhang mit dem **Thermomanagement** des Fahrzeugs. Insbesondere in Fahrzeugen der Oberklasse spielt der thermische Komfort eine große Rolle. Bei Einsatz eines ORC ergeben sich dabei neue Möglichkeiten, auf die in den bis heute vorliegenden Veröffentlichungen

<sup>15</sup> In erster Linie Wärmeverluste durch Fahrzeugumströmung sowie thermische Trägheit der Komponenten im Kaltstart.



noch nicht eingegangen wird. Durch den zusätzlichen Eintrag der Kondensationswärme in das Kühlmittel lässt sich eine schnellere Aufwärmung des Motors realisieren. Insbesondere bei niedrigen Temperaturen im Winter oder in Kaltländern wirkt sich die schnellere Aufwärmung des Kühlmittels positiv auf die motorinternen Reibungsverluste und auf den Innenraumkomfort aus.

## 1.1 Motivation zur Entwicklung von Abwärmenutzungssystemen

Basierend auf dem Carnot-Wirkungsgrad<sup>16</sup> ist die **Rekuperation** eines Teils der im **Abgas** steckenden Energie über den Bottoming-Cycle<sup>17</sup> nach Clausius-Rankine der naheliegenste Ansatz, um die bei der Verbrennung entstehende Abwärme wieder nutzbar zu machen. Zwar steckt im Kühlmittel annähernd derselbe Anteil an Energie, diese liegt jedoch aufgrund des geringeren Temperaturniveaus auf einem niedrigeren exergetischen Level. In dieser Arbeit findet deshalb nur die Betrachtung und Optimierung eines **abgasgetriebenen ORC-Systems** zur thermischen Rekuperation statt. Darüber hinaus wird die Möglichkeit zur zusätzlichen Nutzung des Kühlmittels über eine **Ejektorverschaltung** zur Steigerung des Systemwirkungsgrades in diesem Zusammenhang mitbetrachtet.

Einen ersten Ansatz zur thermischen Rekuperation über das Abgas hatte Wilhelm Maybach bereits 1902 als „**Vereinigte Explosionskraft- und Dampfmaschine**“ [27] zum Patent angemeldet. Abbildung 3 zeigt den Aufbau, bestehend aus einem Zweizylinder-Motor über dessen Abgase im Wärmeübertrager (b) und Überhitzer (c) das Kühlmittel verdampft und dem Dampfzylinder (f) zugeführt wird. Nach Expansion wird der Dampf im Kondensator verflüssigt und den beiden Zylindern zur Kühlung zugeführt.

---

<sup>16</sup> Theoretischer, höchst möglicher Wirkungsgrad, der bei der Umwandlung thermischer Energie in mechanische Energie zu erreichen ist. Je höher das Temperaturniveau der Wärmequelle und je niedriger das Niveau der Wärmesenke, desto höher der erzielbare Wirkungsgrad.

<sup>17</sup> Der übergeordnete Prozess (Topping-Cycle), die Verbrennung im Motor nutzt einen sekundären Energieträger, um elektrische oder mechanische Energie zu erzeugen. Der sequentiell nachgeschaltete Prozess (Bottoming-Cycle) nutzt die Abwärme des Topping-Cycles, um daraus el. oder mech. Energie zu erzeugen.

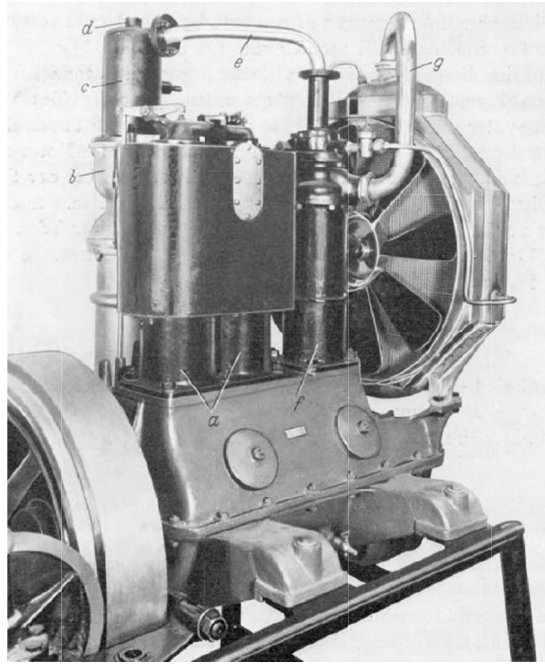


Abbildung 3: Vereinigte Explosionskraft- und Dampfmaschine nach W. Maybach [27]

Analog zum Antrieb über Radnabenmotoren im Lohner-Porsche [28], [29] ist diese eine Technologie, die knapp 100 Jahre später wieder auf ihre Serientauglichkeit untersucht wird. Leider führte die Entwicklung von Wilhelm Maybach nicht zum gewünschten Erfolg, da nach Zuschalten des Dampfzylinders die Leistung des Motors um 50 % absank. Als Gründe sind in [27] der erhöhte Abgasgegendruck des Wärmeübertragers, die Überhitzung des Motors und eine Erhöhung der Reibung angegeben.

Mit dem „**Turbosteamer**“ [30] stellte die BMW Forschung & Technik GmbH 2005 erstmals öffentlich ein Konzept zur thermischen Rekuperation über den Clausius-Rankine-Prozess (CRP) im **Pkw-Bereich** vor. Angestrebt wird hierbei die parallele Nutzung der **Kühlmittel- und Abgasenthalpie** zum Betrieb zweier parallel geschalteter Kreisprozesse mit unterschiedlichen Arbeitsmedien. Angaben aus [30] zufolge ist nach realistischer Einschätzung der Wirkungsgrade ein Gesamtwirkungsgrad des Hochtemperaturkreislaufes von 11 % zu erreichen. Bei reiner Nutzung der Abgasenthalpie und nach grober Annahme, dass im Abgas ca. ein Drittel der bei der Verbrennung aufgewandten Kraftstoffenergie steckt, ergibt sich nach [30] eine Wirkungsgradzunahme des Verbrennungsmotors von rund 3,7 Prozentpunkten. Dem Niedertemperaturkreislauf zur Nutzung der inneren Energie des Kühlmittels wird ein Wirkungsgrad von 6 % zugrunde gelegt, was einer zusätzlichen Wirkungsgradsteigerung um weitere 2 Prozentpunkte entspricht.

Im Jahre 2012 stellte die BMW Forschung & Technik GmbH die **zweite Generation** des Turbosteamers [31] vor. Der Systemaufbau ist gegenüber der ersten Generation deutlich vereinfacht, um einen effizienten Einsatz im Fahrzeug zu ermöglichen. Die Umstellung auf ein **Einkreisystem**<sup>18</sup> soll ein besseres **Kosten-Nutzen-Verhältnis** bieten und sich deutlich besser in das Packaging des Fahrzeugs integrieren lassen. Die Leistung des Systems wird mit 3 % bis 5 % der Motorleistung angegeben.

Nicht nur BMW, sondern auch zahlreiche andere namhafte OEM und Zulieferer beschäftigen sich seit geraumer Zeit mit der Entwicklung von Systemen zur Wärmerückgewinnung am Pkw. So untersuchen u.a. Audi [32], [33], [34], Renault [35], Toyota [36], Honda [37], [38] und Volkswagen [39] sowie Bosch [40], Amovis [41] und Eberspächer [42] ebenfalls die Möglichkeit der thermischen Rekuperation aus Abgas und Kühlmittel über einen Bottoming-Cycle nach Clausius und Rankine.

In Abbildung 4 sind die **Entwicklungen** zum Thema Abwärmenutzung, getrennt nach Technologie, kumuliert über die Zeit zwischen 1976 und 2013 [43] dargestellt. Erkennbar ist der rapide Anstieg der Veröffentlichungen ab dem Jahr 2006. Bis zu diesem Jahr wurden in 80 % der Zeit lediglich 20 % der gesamten Veröffentlichungen offengelegt. Zusätzlich ist in Abbildung 4 die Entwicklung des Rohölpreises [44] über den betrachteten Entwicklungszeitraum dargestellt. Nach dem Preisabfall zwischen dem Ende der 70er und Ende der 90er Jahre ist der Preis pro Barrel in Bezug auf den Tiefststand (1998) um mehr als das Fünffache angestiegen, was die **Notwendigkeit zur Entwicklung von verbrauchsreduzierenden Maßnahmen** noch einmal verdeutlicht.

---

<sup>18</sup> Wegfall der Nutzung des Kühlmittels und ausschließliche Nutzung des Abgases

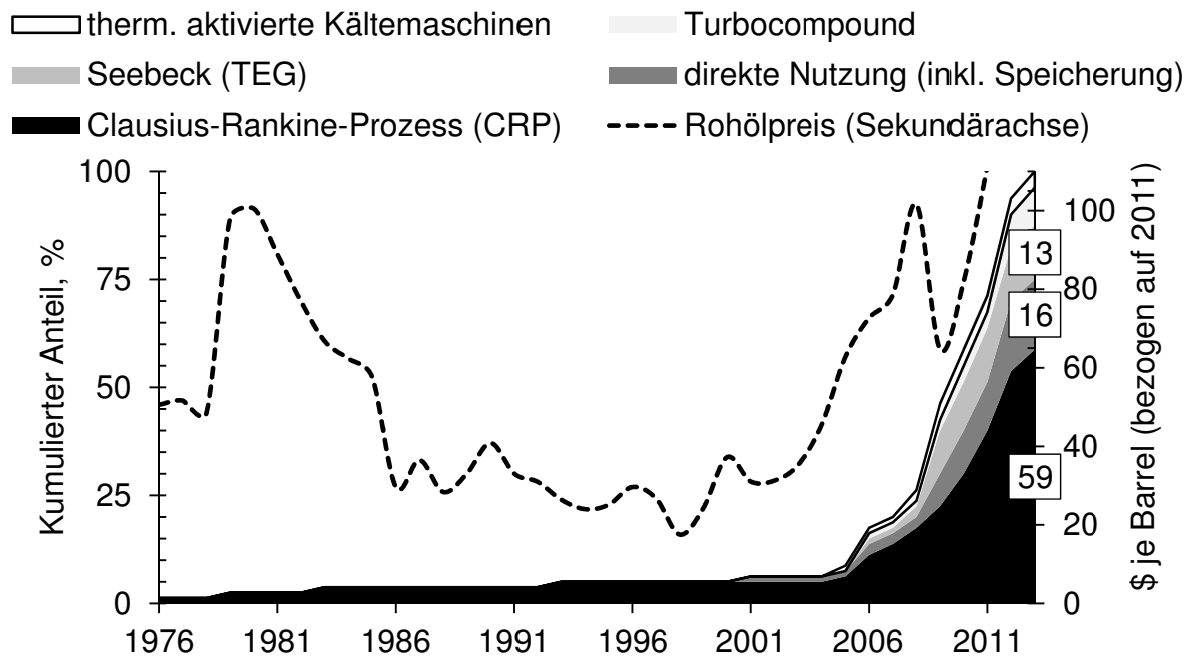


Abbildung 4: Kumulierte Veröffentlichungen & Zusammensetzung Technologien sowie Rohölpreis [43]

Einen erkennbar großen Anteil nehmen die Veröffentlichungen zu den beiden Technologien „**Thermoelektrischer Generator**“ (BMW [45], [46], [47], Skoda [48], Honda [15], Volkswagen [39]) und die „**direkte Nutzung**“ des Abgases, z.B. zur Vorwärmung des Kühlmittels (Toyota [49], Audi [50], Eberspächer [51], FEV [52]) ein, die auch namhafte OEM und Zulieferer untersuchen. Anhand der vorliegenden Veröffentlichungen und Quellen geht hervor, dass der Dampfkraftprozess eine der vielversprechendsten Technologien zur thermischen Rekuperation darstellt. Deshalb steht er im Fokus dieser Arbeit.

## 1.2 Der Clausius-Rankine-Prozess

### Idealer Prozess

Der Clausius-Rankine-Prozess gehört zu den **rechtsläufigen**<sup>19</sup> Kreisprozessen<sup>20</sup> und dient der Umwandlung von Wärme in technische Arbeit. Der folgende Abschnitt soll

<sup>19</sup> Ist durch die Richtung (im Uhrzeigersinn) gegeben, in welcher der Kreisprozess ein Zustandsdiagramm durchläuft. Linksläufige Kreisprozesse werden in sog. „Kältemaschinen“ ausgeführt.

das Prinzip des idealen<sup>21</sup> CRP kurz erläutern. Dieser ist qualitativ für ein Wasser/Frostschutzmittel-Gemisch (in dieser Arbeit als Arbeitsmedium bezeichnet) in Abbildung 5 dem Wirkungsgrad behafteten Prozess ( $\eta_{\text{Exp}}$ ,  $\eta_{\text{Pumpe}}$ ) gegenübergestellt.

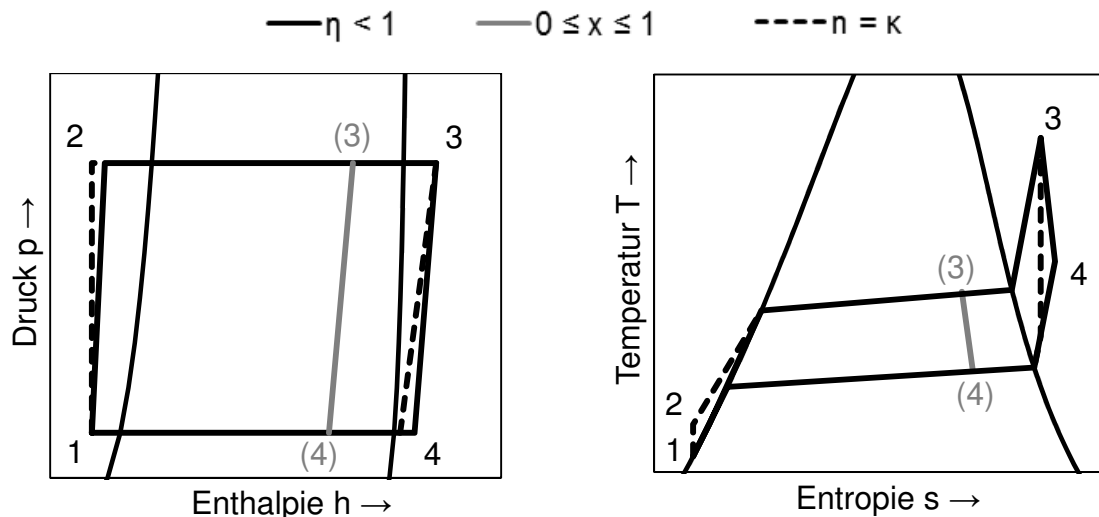


Abbildung 5: p,h- und T,s-Diagramm idealer Clausius-Rankine-Prozess

Die Speisepumpe fördert Arbeitsmedium in einem **geschlossenen Kreislauf** zunächst von (1) nach (2) und verdichtet es auf Hochdruckniveau ( $p_{\text{ND}} \rightarrow p_{\text{HD}}$ ). Dabei wird technische Arbeit  $W_{t,12}$  aufgewandt, die dem System im betrachteten Fall in Form von elektrischer Energie zum Antrieb der Pumpe zugeführt wird. Beim CRP ist die Verdichtung des flüssigen Arbeitsmediums mit geringer Volumenänderungsarbeit verbunden, wodurch die zum Antrieb der Speisepumpe benötigte Leistung, verglichen mit der Antriebsleistung des Verdichters bei linksläufigen Prozessen, gering ausfällt. Im Wärmeübertrager<sup>22</sup> wird dem Arbeitsmedium von Zustand (2) Wärme auf einem möglichst hohen mittleren Temperaturniveau<sup>23</sup> zugeführt wodurch es den Zustand (3) erreicht. Nach der Expansion von Zustand (3) auf (4) wird von

<sup>20</sup> Ein Kreisprozess zeichnet sich dadurch aus, dass periodisch eine Folge von Zustandsänderungen eines Arbeitsmediums durchlaufen und dabei immer wieder der Ausgangszustand erreicht wird.

<sup>21</sup> Wärme- und Druckverluste werden bei idealer Betrachtung nicht berücksichtigt. Die, durch Zu- oder Abfuhr technischer Arbeit, hervorgerufenen Zustandsänderungen werden als isentrop, adiabat betrachtet.

<sup>22</sup> Im betrachteten System findet die Vorwärmung, Verdampfung (und evtl. Überhitzung) bzw. (evtl. Enthitzung), Kondensation und Unterkühlung in einer Komponente statt, welche der Einfachheit halber in dieser Arbeit „Dampferzeuger“ und „Kondensator“ genannt werden.

<sup>23</sup> Je höher die Temperaturdifferenz gegenüber Umgebung, desto höher ist die Exergie, also der Teil der Energie der bei thermodynamischem Ausgleich mit der Umgebung Arbeit verrichten kann

Zustand (4) nach (1) auf einem möglichst niedrigen mittleren Temperaturniveau Wärme abgeführt. Die Wärmezufuhr bzw. Abfuhr wird als isobar angesehen. Bei Verwendung von Reinstoffen als Arbeitsmedium verlaufen Verdampfung und Kondensation **isotherm**, während bei Verwendung von Gemischen eine Temperaturzunahme bzw. -abnahme beim Durchlaufen des Nassdampfgebietes (vgl. Abbildung 5) erfolgt. In einer als **adiabat** angesehenen Expansionsmaschine wird das Arbeitsmedium unter Abgabe von technischer Arbeit  $W_{t,34}$  von Zustand (3) nach (4) auf das Niederdruckniveau entspannt. Für den Einsatz im Fahrzeug stehen zwei Möglichkeiten der Weiterverwendung dieser technischen Arbeit zur Verfügung. Die gewonnene mechanische Energie lässt sich **direkt** oder **indirekt** auf den Antrieb zurückführen. In letzterem Fall findet die Umwandlung in elektrischen Strom statt. Dem Bordnetz des Fahrzeugs zugeführt, lässt sich dieser zum Antrieb der **Traktionsmaschine** oder zur Versorgung anderer **elektrischer Verbraucher** verwenden. Eine Zusammenfassung der thermodynamischen Eckpunkte des Clausius-Rankine-Prozesses ist in Tabelle 1 [43] dargestellt. Der maximale Wirkungsgrad des idealen CRP lässt sich aus dem **Carnot-Wirkungsgrad** (Gl. 1.1) ableiten.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_0}{T_m} \quad \text{Gl. 1.1}$$

Der Wärmezufuhr liegt dabei die **thermodynamische Mitteltemperatur**  $T_m$  der Wärmequelle zugrunde, da diese bei gleitender Temperatur stattfindet.  $T_0$  ist das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr. Hieraus geht die oben erwähnte Bedingung zum Erreichen eines möglichst hohen Wirkungsgrades hervor. Dieser wird größer bei einem steigendem Temperaturniveau der **Wärmequelle** bzw. einem sinkendem Temperaturniveau<sup>24</sup> der **Wärmesenke**.

---

<sup>24</sup> Hierbei ist eine konstante Unterkühlung vorausgesetzt. Vergrößert sich diese durch Absenken des Temperaturniveaus der Wärmesenke, so kann sich das negativ auf den Wirkungsgrad auswirken.

Tabelle 1: Thermodynamische Eckpunkte des idealen<sup>25</sup> CRP [43]

Teilprozesse			Zustände													
W	Q		Nr.	Druck	Temperatur	Spez. Enthalpie/Entropie		Phase								
Druckerhöhung	Vorwärmung		1	$p_{\text{ND}}(T_K)$	$T_1 = T_{\min} \leq T_K$		$h_1/s_1 = h/s(T_1, p_{\text{ND}})$		$x = 0$							
			2	$T_2 = T(p_{\text{HD}}, h_2)$	$h_2^* = h(s_1, p_{\text{HD}})$											
					$h_2 = \frac{h_2^* - h_1}{\eta_P} + h_1$											
					$s_2 = s(p_{\text{HD}}, h_2)$											
	(teilweise) Verdampfung	3.1	$p_{\text{HD}} = p_{\text{SL}}(T_V)^{26}$	$T_{3,x} _{x=1,2,3} = T_{\max} \geq T_V$	$T_{3,1} = T_{3,2} = T_V$	$h_{3,1}/s_{3,1} = h/s(T_{3,1}, p_{\text{HD}})$		$0 < x < 1$	„Reinstoff“							
3.2		$h_{3,2} = \frac{\dot{Q}_{2/3,2}}{\dot{m}_{\text{AM}}} + h_2$														
		$s_{3,2} = s(p_{\text{HD}}, h_{3,2})$														
		3.3			$T_{3,2}(x_{3,2}) > T_{3,1}$		$h_{3,x}/s_{3,x} = h/s(T_{3,x}, p_{\text{HD}}) _{x=2,3}$		Gemisch							
$T_{3,3} \geq T_{3,1}$																
Entspannung					Überhitzung								$x = 1^{27}$			
	Enthitzung	Kondensation	4.1	$p_{\text{ND}} = p_{\text{SL}}(T_K)^{26}$				$T_{4,1} = T(p_{\text{ND}}, h_{4,1})$			$h_{4,1}^* = h(s_{3,x}, p_{\text{ND}})$				$0 < x \leq 1$	
											$h_{4,1} = h_{3,x} - \eta_E \cdot (h_{3,x} - h_{4,1}^*)$					
$s_{4,1} = s(p_{\text{ND}}, h_{4,1})$																
UK		4.2 <sup>(28)</sup>	$p_{\text{ND}} = p_{\text{SL}}(T_K)^{26}$		$T_{4,2} = T_{\text{TL}}(p_{\text{ND}})$	$h_{4,y}/s_{4,y} = h/s(T_{4,y}, p_{\text{ND}}) _{y=2,3}$		$x = 1$								
		4.3							$T_{4,3} = T_K$							
		1				$T_1 = T_{\min} \leq T_K$	$h_1/s_1 = h/s(T_1, p_{\text{ND}})$			$x = 0$						

<sup>25</sup> Berücksichtigung des Pumpen- und Expanderwirkungsgrades und Vernachlässigung der Druckverluste und Wärmeübertragerwirkungsgrade.

<sup>26</sup>  $T_V$  ist die (druckabhängige) Temperatur, bei der die Verdampfung einsetzt. Bei  $T_K$  ist die Kondensation abgeschlossen. Beide Angaben beziehen sich also auf einen Zustand des betrachteten Arbeitsmediums auf der Siedelinie (SL).

<sup>27</sup> Die Angabe eines Dampfgehaltes „ $x_{3,1}$ “ steht für einen Zustand auf der Siede-, „ $x_{3,3}$ “ entsprechend auf der Taulinie.

<sup>28</sup> Die Berechnung dieses Zustandes ist nur dann sinnvoll für die Bilanzierung von Prozessgrößen, wenn die Expansion im überhitzten Bereich endet. Andernfalls ist freilich keine Enthitzung möglich.

## Realer Prozess

Der reale CRP unterscheidet sich vom idealen Prozess durch die **Irreversibilitäten**<sup>29</sup> der thermodynamischen Vorgänge innerhalb der beteiligten Komponenten und der dazwischenliegenden Leitungen. Hierzu zählen hauptsächlich Druck- und Wärmeverluste, die den Gesamtwirkungsgrad des Prozesses verschlechtern.

Wie auch in den experimentellen Ergebnissen erkennbar (vgl. p,h-Diagramme in Abschnitt 4.3.4), tragen die Druckverluste (insb. im Verdampfer) erheblich zur Verringerung des **Druckverhältnisses** und damit zur Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades bei. Darüber hinaus arbeiten die beiden mechanischen Komponenten (Pumpe und Expansionsmaschine) nicht isentrop. Durch **Dissipation**<sup>30</sup> wird ein Teil der verrichteten Arbeit in thermische Energie umgewandelt, bei der die Entropie<sup>31</sup> zunimmt  $\Delta s > 0 \Rightarrow T \nearrow$  [53], während sie beim idealen CRP konstant bleibt. Hierdurch sinkt die über die Expansionsmaschine abgegebene bzw. steigt die über die Speisepumpe aufzubringende Leistung.

Für das reale System bedeutet dies in Bezug auf dessen Zweck konkret, dass aufgrund der Energiewandlungsverluste in der Expansionsmaschine die Temperatur  $T_4$  und damit die Enthalpie  $h_4$  am Expanderaustritt gegenüber der bei isentroper Expansion höher ist. Dies wirkt sich an zwei Stellen des CRP negativ aus, was aus Gl. 1.2 und Gl. 1.3 hervorgeht.

$$P_{\text{Exp}} = \dot{m}_{\text{AM}} \cdot (h_3 - h_4) \quad \text{Gl. 1.2}$$

$$\dot{Q}_{\text{Kond}} = \dot{m}_{\text{AM}} \cdot (h_4 - h_1) \quad \text{Gl. 1.3}$$

Mit zunehmender Enthalpie  $h_4$  sinkt die Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt der Expansionsmaschine, deren Leistung infolgedessen abnimmt. Gleichzeitig steigt sie zwischen Ein- und Austritt am Kondensator und die Wärmeabfuhr steigt. Somit sinkt auch der thermische Wirkungsgrad des Systems, was aus Gl. 1.4 ersichtlich ist.

---

<sup>29</sup> Bei Entropiezunahme ist der thermodynamische Kreisprozess im geschlossenen System unumkehrbar und wird als irreversibel bezeichnet.

<sup>30</sup> Umwandlung von Exergie zu Anergie durch Reibungs-, Drosselungs- und Stoßvorgänge

<sup>31</sup> Nach Rudolf Clausius ein makroskopisches Maß für eine Eigenschaft, die die Nutzbarkeit von Energie begrenzt. „In einem geschlossenen System nimmt Entropie niemals ab“ (2. H.d.T.).



$$\eta_{\text{th,CRP}} = \frac{P_{\text{Exp}}}{\dot{Q}_{\text{zu}}} = 1 - \frac{|\dot{Q}_{\text{ab}}|}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \quad \text{Gl. 1.4}$$

Weitere Effekte die den Gesamtwirkungsgrad negativ beeinflussen, wie die Wärmeverluste, die thermische Trägheit, die medienbedingte Abkühlung<sup>32</sup> und die Füllmengenoptimierung im transienten Betrieb sowie Ansätze zum Ausgleich der dadurch entstehenden Verluste bilden die Schwerpunkte dieser Arbeit.

---

<sup>32</sup> Temperaturabnahme bei isobarer Kondensation eines Gemisches (vgl. Kapitel 4.3.2)



## 2 Stand der Entwicklungen

Dieses Kapitel soll einen Überblick über den Stand der Entwicklungen im Bereich der Abwärmenutzung auf Basis des Clausius-Rankine-Prozesses verschaffen. Dies beinhaltet den Stand der Forschungen anhand der vorliegenden Veröffentlichungen. Die thermische Rekuperation über einen Dampfkraftprozess kommt bereits in stationären Anlagen im Kraftwerkssektor, Schienenverkehr und in Marineanwendungen [54] zum Einsatz, konnte sich jedoch im **mobilen Anwendungsbereich** noch nicht für den Serieneinsatz durchsetzen und befindet sich dort noch im Forschungsstadium.

### 2.1 Stand der Technik

Bei den rechtsläufigen Kreisprozessen<sup>33</sup> [55], [56], [57] lässt sich prinzipiell nach dem **Aggregatzustand** des Arbeitsmediums und der Art des Kreisprozesses (offen/geschlossen) unterscheiden [32]. Wie aus Kapitel 1.1 hervorgeht, konzentriert sich im mobilen Anwendungsbereich die Entwicklung auf den geschlossenen Clausius-Rankine-Prozess, der aufgrund seines hohen **Wirkungsgrades** besonders für diesen Einsatzbereich geeignet ist. In der Literatur finden sich zahlreiche Ansätze, um den Wirkungsgrad bzw. die Energieausbeute des Basis-Kreislaufes zu steigern. Einen guten Überblick über die interessantesten **Verschaltungsmöglichkeiten** geben Freymann et al. in ihrer Veröffentlichung zum Turbosteamer (BMW Forschung & Technik GmbH) der zweiten Generation [31]. Abbildung 6 zeigt einen Überblick über die dort genannten Systemkonfigurationen.

---

<sup>33</sup> U.a. Joule- od. Brayton-, Kalina-, Stirling-Kreisprozess und Trilateral-Flash-Cycle (TFC)

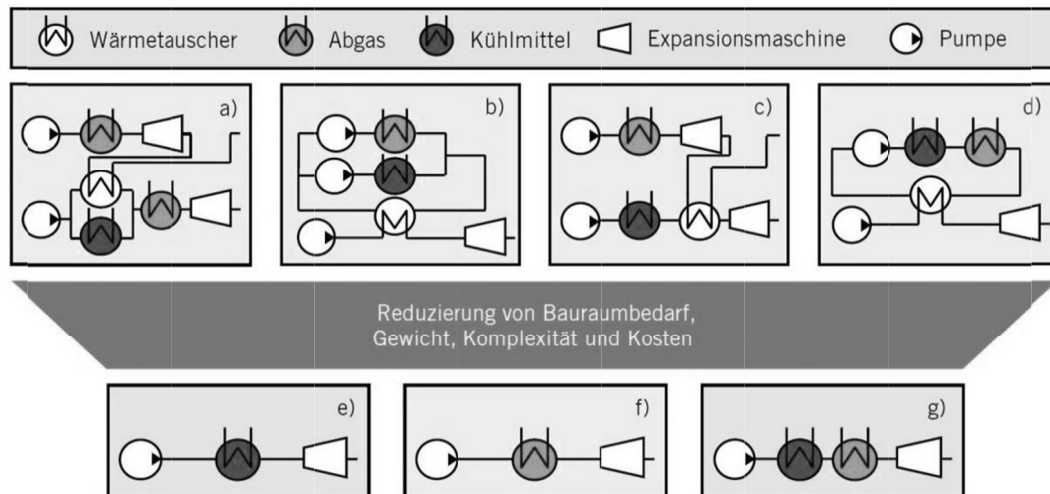


Abbildung 6: Verschaltungsmöglichkeiten für den Einsatz im Fahrzeug [31]

Daraus geht hervor, dass die **Komplexität** des Systems bei Verwendung mehrerer Wärmequellen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ansteigt. Die Zahl der zu verwendenden Komponenten steigt deutlich an, was bei Einsatz im Fahrzeug schnell zu Problemen beim **Packaging** führen kann. Eine weitere Problematik stellt der erhöhte **Regelungsaufwand** dar, um das System stets optimal an die transienten Betriebsbedingungen anpassen zu können. Aus diesen Gründen fokussieren sich die Entwicklungen auf diesem Gebiet auf die Nutzung von nur einer Wärmequelle.

Die BMW Forschung & Technik GmbH [30], [31], [58] setzt auf die Reduktion des Turbosteamers der ersten Generation (Abbildung 6a) auf nur einen ORC zur **Nutzung der Abgasenthalpie** (Abbildung 6f). Zur Umwandlung in mechanische bzw. elektrische Energie kommt eine **Gleichdruckturbine**<sup>34</sup> zum Einsatz. Die Wärmeabgabe im Kondensator erfolgt über die Anbindung an das **Kühlsystem** des Fahrzeugs.

Die Audi AG fokussiert sich auf die **reine Nutzung des Abgases** über einen ORC [32], [59]. Zur Förderung des Mediums kommt eine **Kolbenpumpe** und zur Entspannung ein **Scroll-Expander** zum Einsatz. Die Wärmeabfuhr erfolgt über einen **luftgekühlten Kondensator**, wodurch sich der Kondensationsdruck in erster Linie abhängig von der Geschwindigkeit  $v$  und der Umgebungstemperatur  $T_\infty$  einstellt. Für das System ist ein theoretischer Wirkungsgrad von 4,1 % angegeben, welcher auch durch Prüfstandsversuche nachgewiesen ist.

<sup>34</sup> Zunächst erfolgt die Entspannung des Arbeitsmediums in einer dem Laufrad vorgeschalteten **Düse**. Vor und nach dem Laufrad ist der **Druck** des durchströmenden Mediums **gleich**. Die Leistungserzeugung erfolgt durch die Umwandlung der **kinetischen Energie** des Arbeitsmediums in **Nutzarbeit** am Laufrad.

Volkswagen untersucht neben dem **thermoelektrischen Generator** die thermische Rekuperation über den ORC [39]. Auch hier wird wieder nur die reine Nutzung des Abgases betrachtet. Die Wärmeabfuhr aus dem System erfolgt hier über einen **luftgekühlten** Kondensator. Expandiert wird das Arbeitsmedium über einen **Flügelzellenexpander**. Weiterhin ist der Veröffentlichung zu entnehmen, dass ein **Tank** zur Speicherung des Arbeitsmediums (Füllmengenanpassung) zum Einsatz kommt (vgl. Kapitel 4.2).

Auch im Bereich der Nutzfahrzeugentwicklung ist ein klarer Forschungsschwerpunkt zu erkennen. Cummins stellt eine Möglichkeit zur gemeinsamen Nutzung der **Ladeluftkühlung** und **Abgasrückführung** in einem ORC vor [60]. Zur Expansion ist eine **Radial-** oder **Axialturbine** angedacht. Kondensiert wird das Arbeitsmedium über einen **luftgekühlten** Kondensator. Die theoretische Kraftstoffeinsparung wird mit rund 10% angegeben.

MAN fokussiert sich hauptsächlich auf die **Nutzung des Abgases** im ORC, betrachtet jedoch auch andere Wärmequellen sowie den **TEG** [61], [5]. MAN schlägt in [61] für die Nutzung der Abgasenthalpie **zwei Kreisläufe** und drei mögliche Arbeitsmedien vor. Dies ist zum einen der Basiskreislauf, jeweils mit Wasser oder Ethanol als Arbeitsmedium betrieben, und zum anderen ein um einen **internen Rekuperator** erweiterter Kreislauf mit R245fa als Medium.

Ein zentrales Anwendungsgebiet von **Ejektoren** liegt im Bereich der **Klima- und Kälteanlagen**. Dort werden sie in der Regel zur Steigerung der Leistung über die **Rückgewinnung** der **Expansionsenergie** bzw. zur Nutzung von **Niedertemperaturquellen** [21] eingesetzt. Zur Integration einer Ejektorverschaltung in den Rankine-Kreislauf liegen wenig Publikationen vor. Es existieren jedoch aktuelle Untersuchungen um den Einsatzbereich von stationären Rankine-Anlagen, um die Erzeugung von Kälteleistung zu erweitern.

Gupta et al. [62] beschreiben eine solarbetriebene stationäre Anlage. In der betrachteten Kombination wird für den Betrieb des Ejektors ein Teil des Dampfes aus der Turbine abgezweigt (siehe Abbildung 7). Der Saugseite des Ejektors vorgeschaltet befindet sich der Niedertemperatur-Wärmeübertrager zur Erzeugung der Kälteleistung.

Oliveira et al. [63] entwickeln eine stationäre Anlage, basierend auf einer Parallelschaltung von der Expansionsmaschine und dem Ejektor, zur Klimatisierung von Gebäuden. Die hier beschriebene Anlage dient der bedarfsgerechten Erzeugung



und zweiflutiger Abgasanlage. Eine Übersicht über die verwendeten Komponenten und verschiedenen Systemkonfigurationen in den Erprobungsträgern ist in Tabelle 2 gegeben.

Tabelle 2: Systemkonfigurationen &amp; verwendete Hardware

Konfiguration Komponente	A	B	C	D
Speisepumpe	Flügelzelle	Zahnrad.....		
Dampferzeuger <sup>35</sup>	Zweiflutig	Zweiflutig, red. V <sub>i</sub>	Einflutig.....	
Expander	Generation 1.....			
Interner Rekuperator <sup>36</sup>				Koaxial
Kondensator <sup>37</sup>	Puffer- volumen	Reduziertes V <sub>i</sub> .....		
Füllstand- kompensationseinheit <sup>38</sup>			2 x parallel.....	

### ORC der ersten Generation im Versuchsfahrzeug

Die erste Generation des Systems (vgl. Konfiguration A & B - Tabelle 2) besteht aus dem in Abbildung 9 schematisch dargestellten Aufbau. Eine Flügelzellenpumpe fördert das Gemisch aus Arbeitsmedium und Öl<sup>39</sup> in den Hochdruckteil, wo es auf die beiden Wärmeübertrager aufgeteilt wird. Dort wird das Arbeitsmedium verdampft und der Expansionsmaschine zugeführt. Der Generator ist in die Expansionsmaschine integriert und wandelt die mechanische Energie in elektrischen Strom um. Nach Expansion wird das Arbeitsmedium im Kondensator verflüssigt, wobei die Kondensationswärme auf das Fahrzeugkühlsystem übertragen und über den Hochtemperatur-Kühler an die Umgebung abgeführt wird. Das Medium steht dann wieder der Pumpe in flüssiger Phase zur Verfügung.

<sup>35</sup> Ausführung der Dampferzeuger als Plattenwärmeübertrager. Größenreduktion von Gen 1 auf Gen 2. Umstellung auf eine einflutige Abgasanlage bei Gen 3

<sup>36</sup> Rohr-in-Rohr-Wärmeübertrager (siehe Kapitel 4.3)

<sup>37</sup> Plattenwärmeübertrager mit Gewichts- und Größenreduktion bei Umstellung auf Gen 2

<sup>38</sup> Füllstand-Kompensationseinheit als Membranausgleichsgefäß ausgeführt (vgl. Kapitel 4.2)

<sup>39</sup> Zur Schmierung der mechanischen Komponenten (Pumpe & Expansionsmaschine)

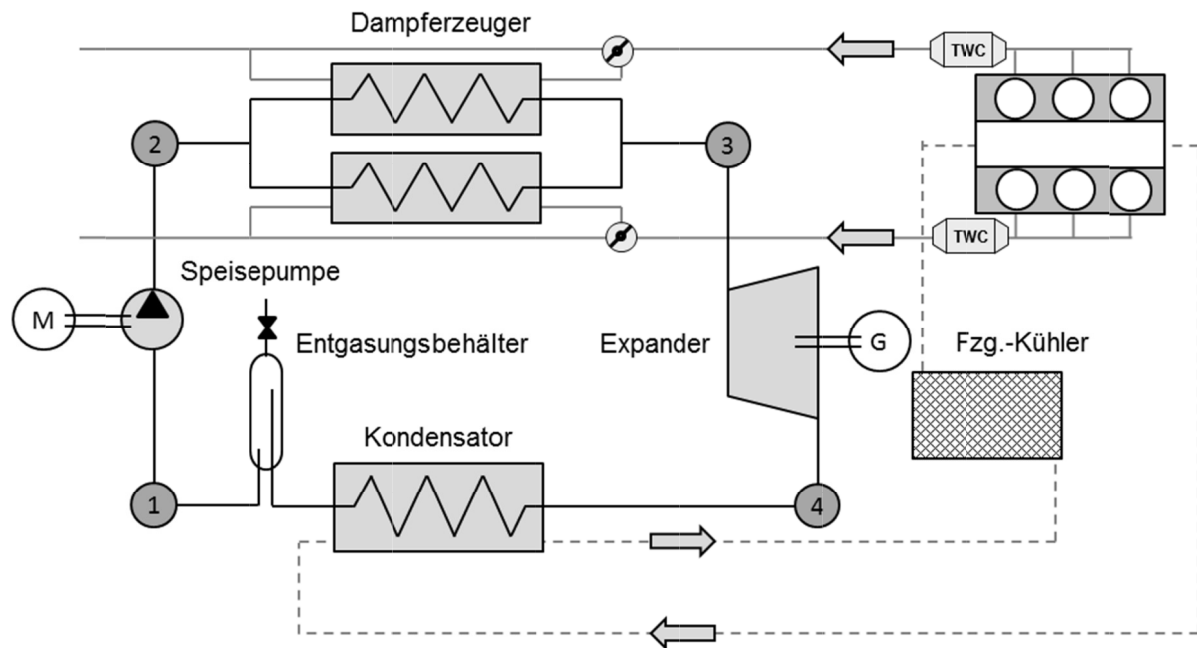


Abbildung 9: Kreislaufschemata CRP-System

Am Prüfstand können die Berechnungsergebnisse verifiziert und der **Konzeptnachweis** des Systems erbracht werden. In der Praxis ergeben sich jedoch einige Unterschiede im Vergleich zur Simulation, insbesondere gegenüber der stationären Berechnung. Die während der Messreihen gewonnenen Erkenntnisse sind in den folgenden Abschnitten näher dargestellt.

Um die Unterschiede zwischen den theoretischen und experimentellen Ergebnissen verdeutlichen zu können, wird eine Kaltstartmessung im Zertifizierungszyklus NEFZ<sup>40</sup> bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C betrachtet.

### Förderung und Druckerhöhung

Zunächst kommt im System eine **Flügelzellenpumpe** zum Einsatz, die im Rahmen verschiedener Entwicklungsstufen durch eine **Zahnradpumpe** ersetzt wird, um der Anforderung an ein hermetisches System gerecht zu werden.

Bei Betrachtung der Messergebnisse in Abbildung 10 fällt auf, dass die Temperaturerhöhung des Arbeitsmediums durch die adiabate reibungsbehaftete

<sup>40</sup> Der Neue Europäische Fahrzyklus dient seit dem 1. Januar 1996 der Ermittlung des Normverbrauchs zur vergleichbaren Bewertung aller Pkw-Hersteller. Er besteht aus vier identischen, schwachlastigen Stadtfahrzyklen sowie einem Überlandzyklus im mittleren Lastbereich und dauert insgesamt 1180 Sekunden.



Verdichtung selbst bei einem niedrigen Pumpenwirkungsgrad so gering<sup>41</sup> ausfällt, dass sie aufgrund der thermischen Trägheit und der Wärmeverluste des Pumpengehäuses in den Messungen praktisch kaum nachweisbar ist. Im Mittel liegt die Differenz über die Pumpe während der ersten 800 s im Zyklus bei ca. 10 K bis 15 K.

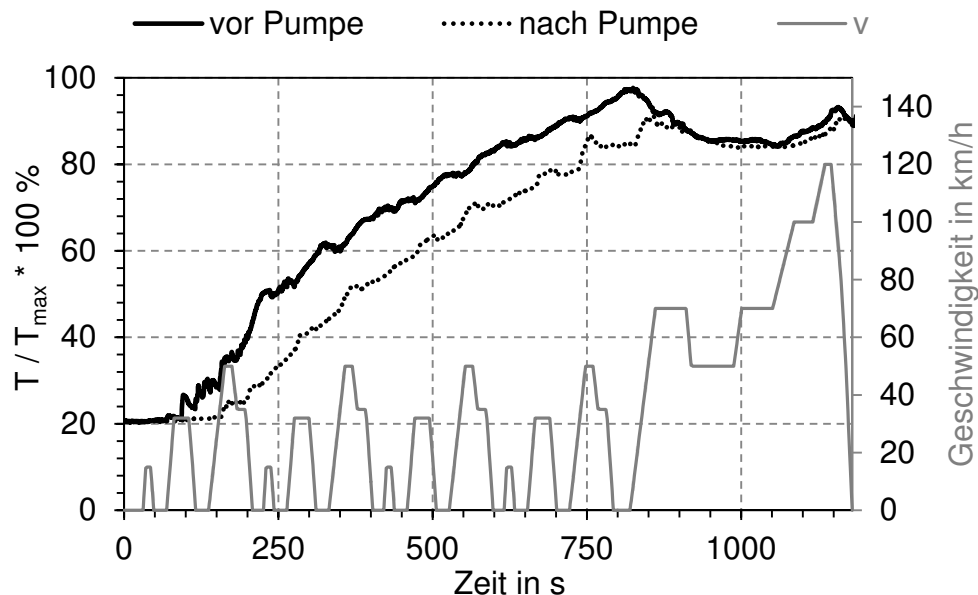


Abbildung 10: Temperaturverlust über die Pumpe im Zyklus (Kaltstart)

## Verdampfung

Wie aus Abbildung 9 ersichtlich, ist eine denkbare Systemkonfiguration die Ausführung mit **zwei Verdampfern**, die jeweils im Abgasstrang links und rechts nach den Katalysatoren verbaut sind. Diese kann auf zwei unterschiedliche Arten Auswirkungen auf den Betrieb des Systems haben. Einerseits können die Abgastemperaturen am Verdampfereintritt zwischen den beiden Verdampfern durch unterschiedliche Abkühlung der Abgasanlage um bis zu 50 K variieren. Andererseits kann bei Auftrennung des Arbeitsmediums auf die beiden Wärmeübertrager unter Umständen eine Gleichverteilung des Massenstroms nicht über den gesamten Betriebsbereich sichergestellt werden. Bei geringen Massenströmen oder hohem Wärmeeintrag wird diese **Ungleichverteilung** begünstigt und infolgedessen steigt

<sup>41</sup> Für das verwendete Arbeitsmedium liegt die Temperaturerhöhung durch adiabate reibungsbehaftete Verdichtung und Druckerhöhung um  $\Delta p = 15$  bar bei maximal 2 K (vgl. Tabelle 1 – Nr.2).

der Dampfgehalt in einem der beiden Wärmeübertrager noch weiter an. Wird die Differenz zu groß, kann es zu einer **lokalen Überhitzung** und einem Anstieg der **Strömungsverluste** im Wärmeübertrager mit geringem Massenstrom kommen, was diesen Effekt weiter verstärkt. Wird der Massenstrom nicht nachgeregelt, besteht die Gefahr der Entstehung lokaler „**Hotspots**“, welche die Komponente beschädigen können. In Abbildung 11 sind die Austrittstemperaturen der beiden Verdampfer während des Zyklus dargestellt. Erkennbar sind der Temperaturunterschied der beiden Verdampfer  $\Delta T_{3,li,re}$  im Bereich der Beschleunigungsphasen und die Überhitzung des Arbeitsmediums im linken Verdampfer zu Beginn des Überlandabschnitts und bei Beschleunigung auf 120 km/h. Zur Vermeidung dieses Effekts erfolgt im Rahmen des Versuchsträgeraufbaus (siehe Abschnitt 3.2) der Umbau auf einen Verdampfer.

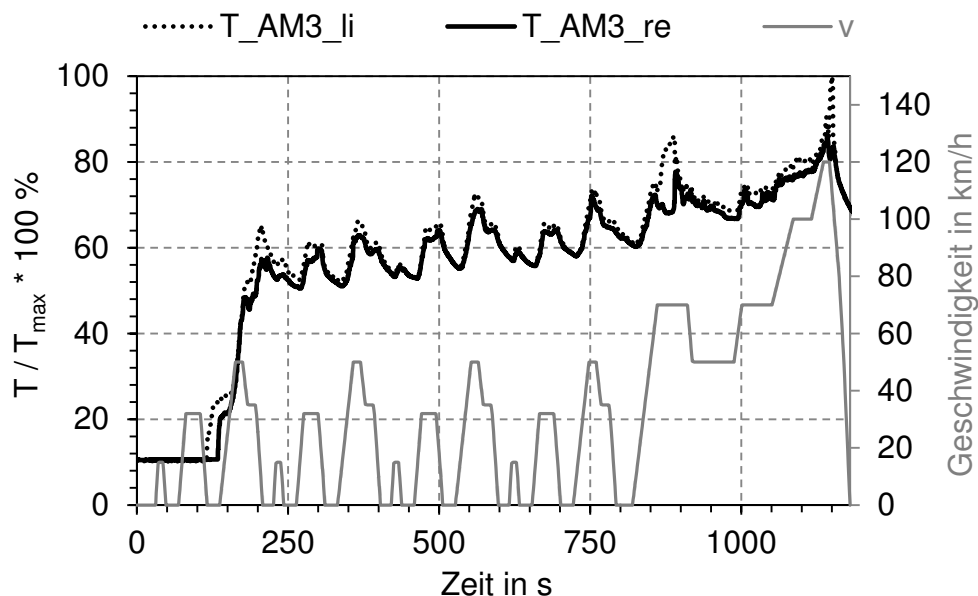


Abbildung 11: Austrittstemperaturen bei Ungleichverteilung des Massenstroms

### Geschlossener Kreislauf

Bei Ausführung des Systems als geschlossener Kreislauf mit **fixem Puffervolumen** für das Arbeitsmedium (Konfigurationen A und B - Tabelle 2) ergibt sich eine besondere Anforderung an die Menge des Arbeitsmediums. Diese liegt in einer exakten **Befüllung**, um das System im gesamten Betriebsbereich effizient betreiben zu können. Es muss ausreichend Füllmenge vorhanden sein, um im Kaltstart sowie in niederlastigen Betriebspunkten **flüssiges Arbeitsmedium** vor der Pumpe

sicherstellen zu können. Sie darf jedoch nicht zu groß sein, da der Niederdruck sonst in höherlastigen Betriebspunkten stark ansteigt. Dies führt zur Minderung der Wirkungsgrad durch Verringerung des **Druckverhältnisses** und kann unter Umständen zur Überbeanspruchung der im Niederdruckteil verbauten Komponenten führen. Großer Vorteil der Ausführung als geschlossener Kreislauf ohne Puffervolumen ist der sich im Ruhezustand einstellende Unterdruck gegenüber der Umgebung. Dies ermöglicht insbesondere im **Kaltstart** die Realisierung großer Druckverhältnisse und verbessert das Anlaufverhalten der Expansionsmaschine. Dem gegenüber steht allerdings die hohe Anforderung an die Dichtheit des Systems, um das Eindringen von Fremdgasen im Ruhezustand zu vermeiden. Abbildung 12 zeigt den Verlauf des Niederdrucks im geschlossenen System ohne Puffervolumen im NEFZ (Kaltstart bei 20 °C). Im Ruhezustand zu Beginn der Messung liegt der Niederdruck bei etwa 90 mbar. Während der ersten 740 s bleibt er unterhalb des Umgebungsdruckes. Erst im Überlandteil bei Beschleunigung auf 120 km/h steigt der Druck auf ein hohes Niveau an.

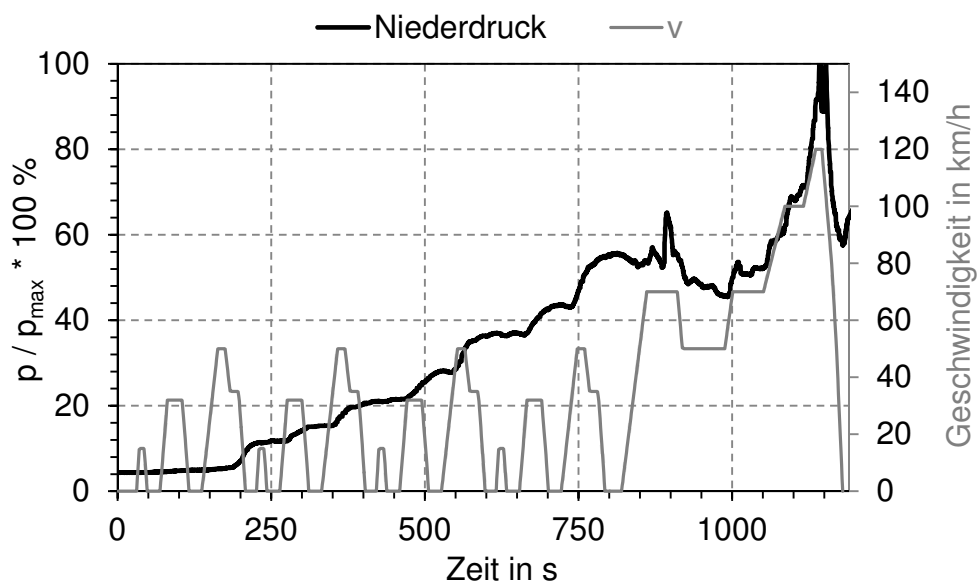


Abbildung 12: Niederdruck im geschlossenen System ohne Puffervolumen im Zyklus



### 3 Zielsetzung und Systemaufbau

Nachdem der Stand der Entwicklungen auf dem Gebiet der thermischen Rekuperation in der Automobilindustrie anhand vorliegender Veröffentlichungen bekannt ist und die sich ergebenden Herausforderungen bei der Integration eines ORC in mobilen Anwendungen anhand eines Prototyps der ersten Generation aufgezeigt ist, lassen sich die weiterführenden Ziele definieren, die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegen. Diese beinhalten die Untersuchung von Komponenten, um den im vorherigen Kapitel beschriebenen Problematiken entgegenzuwirken. Darüber hinaus beinhaltet dieser Abschnitt eine Beschreibung der Versuchsaufbauten (Konfigurationen C und D - Tabelle 2), welche als Grundlage für die Versuchsdurchführungen dienen.

#### 3.1 Ziele dieser Arbeit

Basierend auf dem in Kapitel 2.2 vorgestellten System ist das Ziel dieser Arbeit, die **Prozessführung** des ORC an die Rahmenbedingungen<sup>42</sup> und Restriktionen<sup>42</sup> der mobilen Anwendung anzupassen, um das System sowohl im transienten Fahrbetrieb als auch im Kaltstart zu jeder Zeit optimal betreiben zu können. Der Fokus liegt dabei auf der Analyse von drei Komponenten, mit deren Hilfe sich Einfluss auf den Prozess nehmen lässt.

##### Ejektor

Die erste der drei untersuchten Komponenten ist eine Strahlpumpe, die im Folgenden als Ejektor bezeichnet wird. Er zeichnet sich durch zwei Eigenschaften aus, die ihn für den Einsatz im ORC interessant machen. Erstere liegt im prinzipiellen Aufbau ohne den Einsatz beweglicher Bauteile<sup>43</sup>, was in erster Linie zu einem geringen Regelungs- und Wartungsaufwand führt, ihn jedoch in seinem Betriebsbereich stark einschränkt. Die zweite Besonderheit liegt im Funktionsprinzip

---

<sup>42</sup> Insbesondere lastabhängiger Wärmeein- und -austrag im dynamischen Fahrbetrieb sowie Packaging.

<sup>43</sup> Ejektoren mit variabler Geometrie (Düsennadelregelung) sind nicht Gegenstand der Untersuchungen.

eines Ejektors. Durch Expansion des Treibmediums lässt sich auf der Saugseite ein drittes **Druckniveau** aufspannen, welches sich zur Förderung und Verdichtung z.B. von Dampf eines niedrigen Druck- und Temperaturniveaus einsetzen lässt. Die Motivation liegt in der Untersuchung, inwiefern sich ein Ejektor zur zusätzlichen Nutzung des Kühlmittels (Abbildung 22), zur Absenkung des Niederdruckes (Abbildung 15-4) oder zur Erzeugung von Kälteleistung<sup>44</sup> (Abbildung 15-3) eignet. Neben der theoretischen Betrachtung der Strömungsvorgänge dient eine Kreislaufberechnung anhand eines vereinfachten Ersatzmodells der konstruktiven Auslegung eines Prototyps zur Vermessung am Prüfstand.

### Füllstand-Kompensationseinheit

Um dem Problem der **Füllmengenanpassung** im **transienten Betrieb** sowie der Anforderung an die Dichtheit gegen Unterdruck im Ruhezustand entgegenzuwirken, bildet die Untersuchung einer passiven Füllstand-Kompensationseinheit (FKE) den zweiten Teil dieser Arbeit. Die Aufgabe der FKE ist es, das System im **Ruhezustand** komplett mit Arbeitsmedium zu fluten, um den Ruhedruck stets bei mindestens **Umgebungsdruck** zu halten und der o.g. Problematik (Dichtheit, Fremdgase) entgegenzuwirken. Gleichzeitig wird die Möglichkeit untersucht, dem System einen Vordruck aufzuprägen. In Verbindung mit der Auslegung des Ausgleichsvolumens auf der Gasseite dient dies der Optimierung auf den gesamten Betriebsbereich unter den transienten Rahmenbedingungen der mobilen Anwendung. Im Fokus steht hierbei die Beeinflussung und Optimierung des Niederdruckes im System während des Betriebs sowohl zur Steigerung des Systemwirkungsgrades, als auch zur Sicherstellung eines konstanten Massenstroms in allen Lastbereichen.

### Innerer Wärmeübertrager

Die dritte betrachtete Komponente stellt ein innerer Wärmeübertrager (IWÜ) bzw. Rekuperator dar. Überlegungen zeigen auf, dass das Optimierungspotenzial des IWÜ im realen Einsatz und unter den gegebenen Randbedingungen deutlich höher ist als in zahlreichen Publikationen beschrieben. Der Fokus liegt hierbei auf dem

---

<sup>44</sup> Gibt die Leistung einer Kältemaschine (z.B. Klimaanlage) an, die am Wärmeübertrager (Verdampfer) von dem zu kühlenden Medium aufgenommen wird.

Ausgleich der Wärmeverluste durch **Konvektion**, **Konduktion** und **Strahlung** zwischen Kondensator und Dampferzeuger sowie auf der Verbesserung der **Kaltstarteigenschaften** hinsichtlich thermischer Trägheit. Hinzu kommen die **Entlastung**<sup>45</sup> des Kondensators zur Rekuperation des Temperaturglides<sup>46</sup> sowie die Möglichkeit zur Steigerung des Pumpenwirkungsgrades durch Erhöhung der Unterkühlung. Eine experimentelle Untersuchung soll das Potenzial der theoretischen Betrachtung anhand von Messungen bei konstanten Betriebspunkten im Zyklus bestätigen.

### 3.2 Systemaufbau

Der Aufbau des in Abbildung 13 dargestellten Kreislaufs am Prüfstand bildet die Grundlage der Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit. Dabei fließen die am Prototypen der ersten Generation gewonnenen Erkenntnisse in den Aufbau mit ein. Im Rahmen der Integration des Systems erfolgten drei grundlegende Modifikationen (grau), um den Betrieb des ORC zu ermöglichen bzw. zu optimieren.

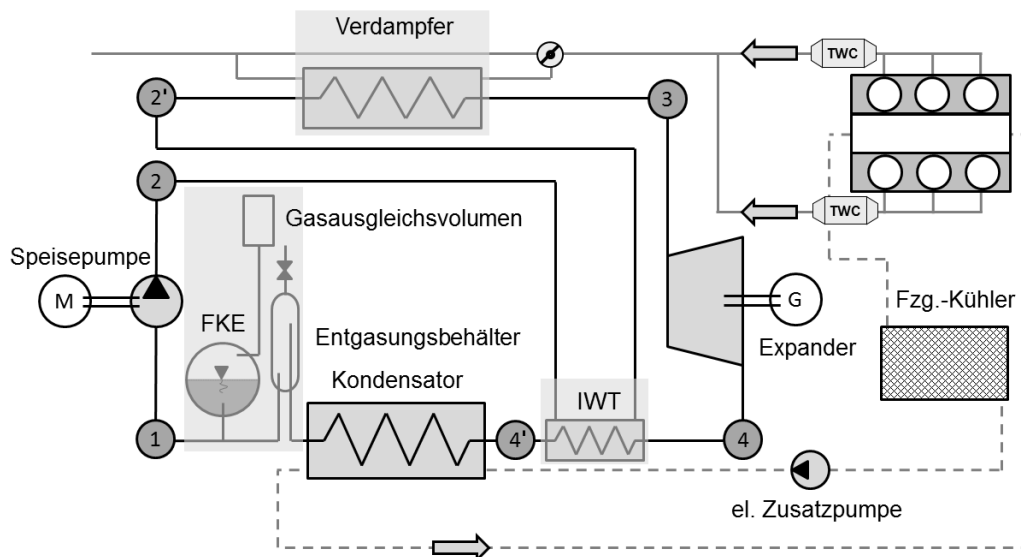


Abbildung 13: Systemkonfiguration im Prüfstand

<sup>45</sup> Das Kühlsystem wird um den Betrag des Wärmestroms „entlastet“, der durch die erhöhte Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums weniger aus dem Abgas übertragen wird (siehe Kapitel 4.3.4).

<sup>46</sup> Aufgrund der Temperaturabnahme bei isobarer Kondensation ergibt sich beim Einsatz eines Stoffgemisches ein „Temperaturglide“ des Arbeitsmediums am Kondensatoraustritt ggü. dem Zustand nach Expansionsmaschine (vgl. Kapitel 4.3.2).

Maßgeblich unterscheidet sich der Aufbau des zweiten Versuchsträgers auch durch die Modifikation der Abgasanlage. Während beim Vorgänger jeweils ein Dampferzeuger in beiden Abgassträngen zum Einsatz kam, sind im betrachteten Aufbau die beiden Abgasstränge zwischen den Katalysatoren und dem Endschalldämpfer zu einem Strang zusammengeführt. Dies ermöglicht den Einsatz eines einzigen Dampferzeugers, was zur Stabilität (vgl. Abschnitt 2.2 - Verdampfung) im transienten Fahrbetrieb führt. Im Rahmen der Untersuchung eines inneren Wärmeübertragers (Kapitel 4.3) erfolgt eine weitere wesentliche Modifikation am Kühlmittelkreislauf zur Absenkung der Kondensationstemperatur.

Darüber hinaus erfolgen keinerlei Umbaumaßnahmen gegenüber den Konfigurationen A und B (siehe Tabelle 2). Im Folgenden sind die verwendeten Hauptkomponenten in Prozessrichtung<sup>47</sup> beschrieben.

Als **Speisepumpe** kommt eine Zahnradpumpe zum Einsatz, welche bereits in der zweiten Ausbaustufe des Systems (Generation 2) zum Einsatz kam. Hierbei handelt es sich um die Modifikation einer Industriepumpe, deren Spezifikation weitestgehend auf die Randbedingungen<sup>48</sup> des betrachteten ORC passt. Als Antrieb für den Pumpenkopf dient ein bürstenloser, innenlaufender Drehstrommotor, der zur Abdichtung der gesamten Pumpe gegenüber Umgebung<sup>49</sup> und zur Kühlung in das Pumpengehäuse integriert und mit Arbeitsmedium durchströmt ist. Die Ansteuerung erfolgt über ein PPM-Signal<sup>50</sup> mit einer Amplitude von 5 V und einer Frequenz von 50 Hz.

Zur Verdampfung des Arbeitsmediums kommt ein dreiteiliger **Plattenwärmeübertrager** im Prototypenstadium zum Einsatz. Über eine pneumatisch<sup>51</sup> angetriebene Abgasklappe lässt sich der Dampferzeuger im Falle zu hoher Abgastemperaturen oder zu großen Belastungen des Kühlsystems

---

<sup>47</sup> Nicht in zeitlicher Abfolge in welcher die Komponenten verbaut wurden (betrifft IWÜ und FKE)

<sup>48</sup> Minimaler und maximaler Volumenstrom zum Erreichen des Zieldampfgehaltes im Teillastbereich

<sup>49</sup> Insbesondere zur Abdichtung bei Unterdruck im Ruhezustand

<sup>50</sup> Bei der Pulspausenmodulation (PPM) wird das zu übertragende Signal als Pausendauer zwischen zwei Impulsen codiert

<sup>51</sup> Aufgrund der digitalen Ansteuerung sind keine Zwischenstellungen möglich



wegschalten. Die Ansteuerung erfolgt über ein PWM-Signal<sup>52</sup> mit einer Amplitude von 12 V und einer Frequenz von 140 Hz.

Die Entspannung des Arbeitsmediums erfolgt über einen **Expander** mit integriertem Generator. Dieser liefert Drehstrom, der in einem nachgeschalteten Gleichrichter in Gleichspannung umgewandelt und über einen DCDC-Wandler zur Rückspeisung auf das HV-Niveau des Hybridnetzes transformiert wird. Die Drehzahlsteuerung des Expanders erfolgt über die Spannungsvorgabe des Wandlers.

Der **innere Wärmeübertrager** ist als Rohr-in-Rohr Koaxialwärmeübertrager ausgeführt und kommt im Rahmen des zweiten Umbaus (vgl. Kapitel 4.3) zum Einsatz. Das innere Rohr wird vom dampfförmigen Arbeitsmedium nach der Expansionsmaschine durchströmt. Das flüssige Arbeitsmedium wird im Mantelraum zwischen Außen- und Innenrohr zum Verdampfereintritt geleitet.

Die Kondensation und Unterkühlung des dampfförmigen Arbeitsmediums erfolgt in einem prototypischen **Plattenwärmeübertrager**. Diese kommen bereits in Serienanwendungen wie z.B. in der Verfahrenstechnik zum Einsatz. Der Kondensator ist zunächst am Motorausstritt an den HT-Kreislauf des Fahrzeugkühlsystems angebunden. Im Rahmen der IWÜ-Untersuchung erfolgt eine Verlegung des Abzweigs zum Austritt des HT-Kühlers. Die Verflüssigung des Arbeitsmediums erfolgt im Gegenstrom-, die Unterkühlung im Gleichstromabschnitt des Wärmeübertragers.

Dem Kondensator ist über ein Verbindungsstück die **Füllstand-Kompensationseinheit** (FKE, vgl. Kapitel 4.2) nachgeschaltet. Diese puffert das überschüssige Arbeitsmedium im Betrieb abhängig des sich einstellenden Niederdruckes und des Gegendruckes auf der Gasseite. Zur Realisierung eines Vordrucks im Betrieb ist diese mit einem definierten Ausgleichsvolumen versehen, welches mit einem Gas oder Kältemittel befüllbar ist.

Die Ansteuerung der systemseitigen Komponenten erfolgt über eine Microcontroller-gesteuerte ECU. Diese stellt als I/O's<sup>53</sup> mehrere High-Side/Low-Side Schalter, digitale Eingänge sowie eine CAN<sup>54</sup>- und LIN<sup>55</sup>-Schnittstelle bereit. Für Abgasklappe,

---

<sup>52</sup> Bei der Pulsweitenmodulation (PWM) wird der Tastgrad eines Rechteckpulses bei konstanter Frequenz moduliert

<sup>53</sup> Ein-/Ausgabeschnittstelle

<sup>54</sup> Serielles Bussystem

Kühlmittelzusatzpumpe und DCDC-Wandler wird die Versorgungsspannung direkt über die ECU durchgeschaltet, um diese ein- bzw. auszuschalten. Die Steuerung der ECU selbst erfolgt über den Mess-CAN<sup>56</sup>.

Das gesamte Steuerungs- und Regelungskonzept ist zunächst mit MATLAB Simulink® umgesetzt. Um die optimale Ansteuerung der Systemkomponenten in verschiedenen Betriebspunkten, z.B. auf dem Rollenprüfstand, ermitteln zu können, verfügt das Modell über eine Bedienoberfläche (GUI) zur manuellen Ansteuerung der einzelnen Komponenten. Nach Anpassung aller Kennfelder und Regler erfolgt die Überführung des Modells auf ein echtzeitfähiges Prototypensteuergerät.

---

<sup>55</sup> Serielles Bussystem mit geringerer Bandbreite gegenüber dem CAN-Bus

<sup>56</sup> Zusätzlicher CAN-Bus, unabhängig vom Fahrzeug-CAN-Bus, zur Signalverarbeitung und Kommunikation zwischen den Steuerungs- und Systemkomponenten

---

## 4 Komponenten zur Steigerung des Systemwirkungsgrades

Zur Steigerung des **thermischen Wirkungsgrades** von Rankine-Kreisläufen finden sich in der Literatur neben klassischen Ansätzen weitere aus der Kraftwerkstechnik<sup>57</sup>, wie z.B. Zwischenüberhitzung<sup>58</sup> (ZÜ) und regenerative Speisewasservorwärmung<sup>59</sup> (RSWV) [65]. Ein Überblick über die konventionellen Methoden und über in dieser Arbeit untersuchte Technologien gibt Abbildung 14.

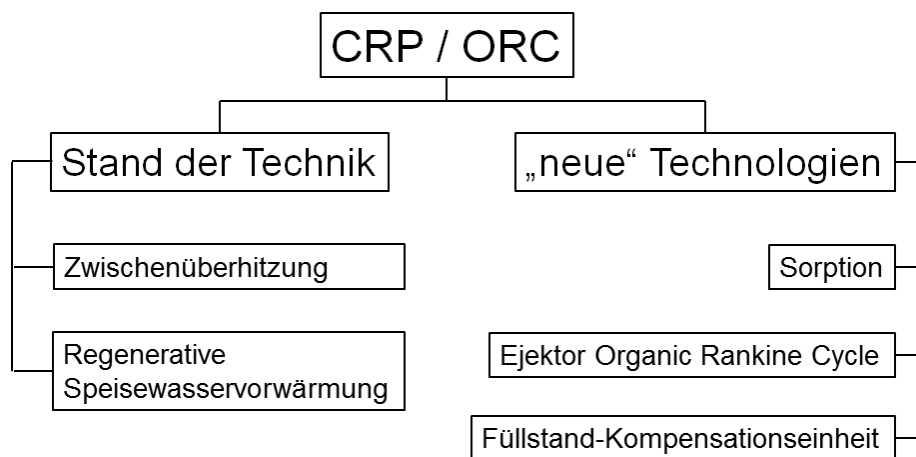


Abbildung 14: Technologien zur Wirkungsgradsteigerung

Oft liegt der Fokus publizierter Studien auf der Kombination des konventionellen Kreislaufs mit einem zweiten, auf Ejektoren oder Sorption basierenden Kreislauf oder der Nutzung zweier Wärmequellen unterschiedlichen Temperaturniveaus mithilfe eines Zwischenkreislafs. Im Folgenden sind die vier vielversprechendsten dieser Ansätze (siehe Abbildung 15) kurz erläutert.

Eckert [66] beschreibt verschiedene Ansätze zur Nutzung zweier Wärmequellen über einen **Zwischenkreislauf**. Bei konventioneller Parallel- oder Reihenschaltung kommt es zur Minderung des Wirkungsgrades durch **Exergieverluste**. Aus diesem Grund

<sup>57</sup> Ein Großteil dieser Ansätze ist aus Gründen des Packagings oder der Regelung im Fahrzeug nicht darstellbar.

<sup>58</sup> Zur Vermeidung eines niedrigen Dampfgehaltes bei hohen Temperaturen und einmaliger Entspannung und zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades durch Erhöhung der mittleren Temperatur bei der dem Prozess Wärme zugeführt wird.

<sup>59</sup> Die RSWV, auch Carnotisierung des ORC genannt, dient der Verringerung des Wärmestroms zur Vorwärmung des Speisewassers bei hohen Temperaturdifferenzen (Annäherung an den Carnot-Prozess). Hierzu wird Wärme über stufenweise Entnahme teilexpandierten Dampfes aus der Expansionsmaschine auf das Medium zwischen Speisepumpe und Dampferzeuger übertragen.

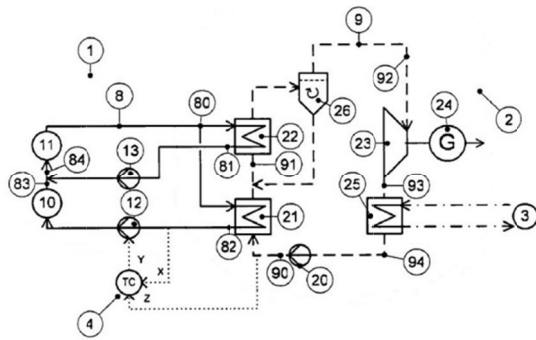
findet die Wärmeübertragung über einen gesplitteten Zwischenkreislauf statt. Als Vorteil dieser Verschaltung wird die Aufteilung der Volumenströme genannt, durch die sich der Übertragungskreis an die übertragene Wärmemenge anpassen lässt. Dies ermöglicht einen weitestgehend stationären Betrieb der ORC-Anlage.

Die Firma Amovis GmbH beschreibt mit ihrem „CoolSteam-System“ [67], [68] ein effizienzgesteigertes ORC-System zur **Stromerzeugung** und **Fahrzeugklimatisierung in Elektrofahrzeugen** an. Das System basiert auf einem brennerbetriebenen ORC in Kombination mit einer Adsorptionskälteanlage. Die Adsorptionskälteanlage ist der Expansionsmaschine nachgeschaltet und übernimmt neben der Kälteerzeugung gleichzeitig die Funktion des ORC-Kondensators. Dieses Add-On-System ermöglicht ein effizientes Thermomanagement des Fahrzeuges, unabhängig vom zur Verfügung stehenden elektrischen Bordnetz, es erfordert jedoch das Mitführen von Kraftstoff für den Brennerbetrieb.

Dai et al. [69] sowie Zheng & Weng [70] beschreiben jeweils einen kombinierten **Rankine-Ejektor-Kreislauf** zur Erzeugung von **Nutzkälte**. Über einen zwischen Expansionsmaschine und Kondensator geschalteten Ejektor wird das dampfförmige Arbeitsmedium weiter entspannt. Der durch die Saugwirkung entstehende Unterdruck auf der Saugseite des Ejektors dient der Verdampfung eines nach Kondensator abgezweigten Teilstroms, wodurch eine nutzbare Kühlleistung entsteht.

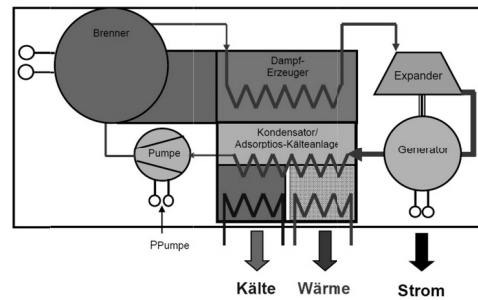
Li et al. [71] vergleichen einen ähnlichen Systemaufbau zur Nutzung **zweier** bzw. einer **gesplitteten Wärmequelle** mit einem konventionellen ORC und einem doppelten ORC (DORC). Ein Teil der Wärmequelle dient der Verdampfung des Arbeitsmediums und Energieumwandlung in der Expansionsmaschine. Der verbleibende Wärmestrom wird in einem zweiten Dampferzeuger zur Verdampfung des Arbeitsmediums auf einem niedrigeren Temperaturniveau verwendet. Dieser Dampf dient als Treibmedium für den nachgeschalteten Ejektor. Der an der Saugseite entstehende Unterdruck ermöglicht die Absenkung des Niederdruckes. Dieser Ansatz zielt damit auf die Erhöhung des Druckverhältnisses über die Expansionsmaschine zulasten des Wärmeeintrags im Dampferzeuger ab.

### 1. Zwischenkreislauf



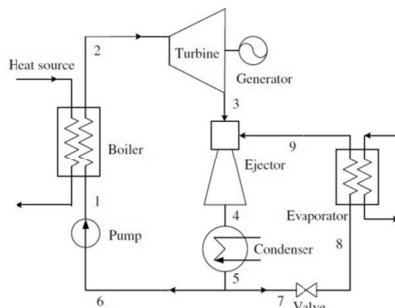
Quelle: [66]

### 2. Adsorptionskälteanlage



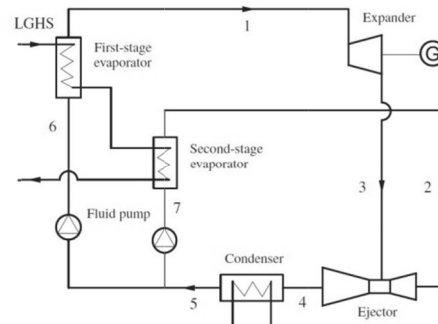
Quelle: [67]

### 3. EORC zur Klimatisierung



Quelle: [69]

### 4. EORC zur Niederdrucksenkung



Quelle: [71]

Abbildung 15: Ansätze zur Wirkungsgradsteigerung von ORC-Anlagen

Während die Ansätze zwei und drei lediglich auf eine Wirkungsgradsteigerung der ORC-Anlage durch Umwandlung der Wärme in eine weitere Energieform neben der mechanischen Energie abzielen, setzen die Ansätze eins und vier direkt an der Erhöhung der **mechanischen Nutzleistung** an. Dies lässt sich durch Einkopplung einer weiteren Wärmequelle oder durch Erhöhung des Druckverhältnisses mittels **Absenkung** des **Niederdruckes** realisieren. Im folgenden Abschnitt steht die Wirkungsgradsteigerung durch Erhöhung der Ausgangsleistung im Fokus. In Kapitel 4.1 findet dazu eine nähere Betrachtung der Einsatzmöglichkeiten von Ejektoren im Zusammenhang mit der Wärmerückgewinnung in Kraftfahrzeugen statt. Die Untersuchung beschränkt sich dabei insbesondere auf den Einsatz eines Ejektors zur Nutzung zweier Wärmequellen mit unterschiedlichen Temperaturen und Druckniveaus. Im Unterschied zu den oben genannten Ansätzen zielen die Recherchen in der vorliegenden Arbeit auf eine Anpassung des Basis-ORC an den transienten Fahrbetrieb ab, ohne die Komplexität des Systems gravierend zu erhöhen.

## 4.1 Ejektor-Organic-Rankine-Cycle

Ejektoren kommen durch ihren einfachen Aufbau in unterschiedlichsten Anwendungen zum Einsatz, in welchen robustes und flexibles **Fördern** oder **Verdichten** von Medien gefragt ist, wie beispielsweise in Kälteanlagen zur Steigerung des COP (vgl. Fiorenzano [72]). Dem einfachen Aufbau stehen jedoch **komplexe** Strömungsvorgänge im Inneren eines Ejektors gegenüber, weshalb sich eine Auslegung und Anpassung an den jeweiligen Einsatz- und Betriebsbereich sehr schwierig gestaltet. Gerade die rechnerische Prädiktion, z.B. beim turbulenten **Mischungsvorgang**<sup>60</sup> oder den auftretenden **Verdichtungsstößen**, stellen die Wissenschaft vor eine schwierige Aufgabe (vgl. Ansatz Abschnitt 4.1.2). In der Literatur finden sich hierzu nur wenige Ansätze, deren Zusammenhänge größtenteils noch nicht mithilfe experimenteller Untersuchungen bestätigt sind. In Tabelle 3 sind die verschiedenen Arten von Ejektoren mit exemplarischem Einsatzgebiet nach Treib- und Saugseite kategorisiert.

Tabelle 3: Benennung Strahlpumpen und Anwendungen [73], [74]

Treibmedium / Saugmedium		Gas-Strahlpumpe	Dampf-Strahlpumpe	Flüssigkeits-Strahlpumpe
Strahl-Gaspumpe	Strahl-Ventilator	Gasstrahl-Ventilator (Heizgasmischung z.B. Bunsenbrenner)	Dampfstrahl-Ventilator (Kylchap, Giesl-Ejektor)	Flüssigkeitsstrahl-Ventilator (Auswaschen von Stäuben und Dämpfen)
	Strahl-Kompressor	Gasstrahl-Kompressor (Chemische Industrie, Gasmischung)	Dampfstrahl-Kompressor (Papier-, Zellstoff- u. Lebensmittelindustrie)	Flüssigkeitsstrahl-Kompressor (Speiseöhlhydrierung, Trinkwasserentsäuerung)
	Strahl-Vakuumpumpe	Gasstrahl-Vakuumpumpe (Saugdruckabsenkung bei Wasserringpumpen)	Dampfstrahl-Vakuumpumpe (Speiseölherstellung)	Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe (Anfahren von Kreiselpumpen)
Strahl-Flüssigkeitspumpe		Gasstrahl-Flüssigkeitspumpe (Zerstäuber, Airbrush)	Dampfstrahl-Flüssigkeitspumpe (Förderung & Erwärmung v. Wasser)	Flüssigkeitsstrahl-Flüssigkeitspumpe (Lenzpumpe, Zumischer)
Strahl-Feststoffpumpe		Gasstrahl-Feststoffpumpe (Sandstrahlgebläse)	Dampfstrahl-Feststoffpumpe	Flüssigkeitsstrahl-Feststoffpumpe (Kies-/Schlammpumpe)

<sup>60</sup> Impulsaustausch durch instationäre, dreidimensionale Strömung mit Wirbeln.

Neben dem verbreiteten Einsatz zum Fördern von Medien macht den Ejektor besonders die folgende Eigenschaft interessant für den Einsatz in geschlossenen Kreisprozessen. Der durch die Expansion entstehende Unterdruck am saugseitigen Eingang des Ejektors ermöglicht das Aufspannen eines **dritten Druckniveaus** unterhalb des Niederdruckes im Kreisprozess ohne den Einsatz einer anderen Pumpe.

#### 4.1.1 Funktionsweise von Ejektoren

Das folgende Kapitel behandelt zunächst die Charakterisierung und theoretische Untersuchung der einzelnen Bestandteile eines Ejektors. Der Fokus liegt dabei auf der Beschreibung des Einflusses verschiedener Geometrieparameter auf die Strömungsvorgänge innerhalb eines Ejektors. Darauf aufbauend erfolgt die Auslegung des Ejektors für die Anwendung im untersuchten EORC-Kreislauf.

Das Grundprinzip eines Ejektors besteht darin, zwei Ströme desselben oder zweier verschiedener Arbeitsmedien in der Mischkammer (siehe Abbildung 17 unten) zusammenzuführen. Dabei wird das auf der Saugseite anliegende Arbeitsmedium (Saugmedium) niedrigen Druckes mithilfe eines Treibmediums höheren Druckes gefördert und verdichtet. Im Mischrohr bzw. Mischraum findet ein Austausch der Eigenschaften beider Ströme statt und sie verlassen das Mischrohr als Gemisch. Die Saugwirkung entsteht dabei durch Expansion des Treibstrahles und der daraus resultierenden Beschleunigung des Fluides. Infolge der Impulsübertragung von Treib- und Saugstrom wird der Treibstrom abgebremst, während der Saugstrom infolgedessen beschleunigt wird. Im Diffusor findet eine Umwandlung der Geschwindigkeitsenergie des Gemisches in Druckenergie statt. Abbildung 16 verdeutlicht diese Funktionsweise anhand eines qualitativen Druck- und Geschwindigkeitsverlaufs aus [75] über die einzelnen Abschnitte. Die Abhängigkeit der beiden Größen voneinander lässt sich im ersten Ansatz durch die Bernoulli-Gleichung<sup>61</sup> (für reibungsfreie, inkompressible Medien bzw. ideale Gase) abschätzen.

---

<sup>61</sup> Aufgrund der geringen Größe der betrachteten Ejektoren lässt sich der Term der geodätischen Höhe vernachlässigen.

Reibungsfreie, inkompressible Medien

$$p + \frac{\rho}{2} v^2 = \text{konst} \quad \text{Gl. 4.1}$$

Reibungsfreie, ideale Gase

$$\frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 + c_v T = \text{konst} \quad \text{Gl. 4.2}$$

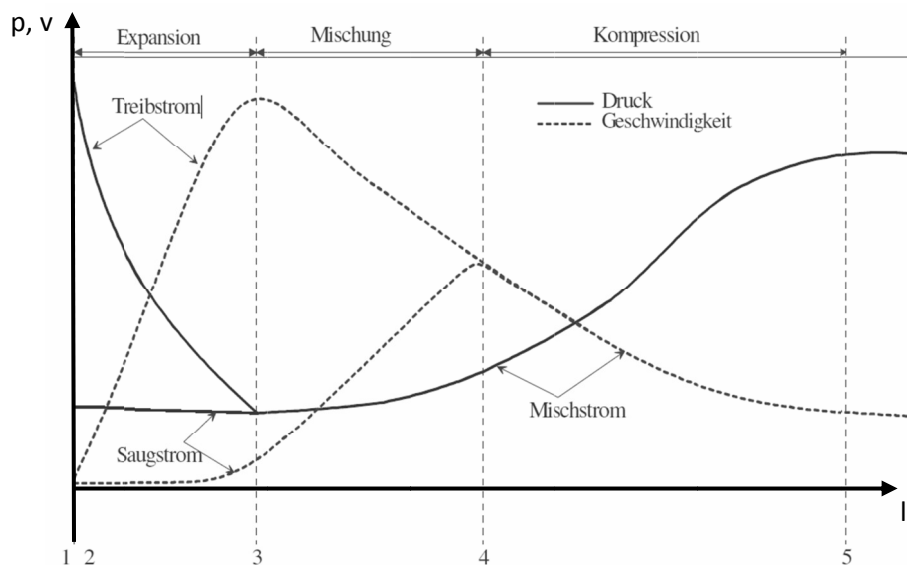


Abbildung 16: Qualitativer Geschwindigkeits- und Druckverlauf eines Ejektors [75]

Für die weitere Auslegung des Ejektors ist deshalb eine Unterteilung in folgende Abschnitte sinnvoll:

- Saugdüse (SD) (4.1.2.1)
- Treibdüse (TD) (4.1.2.2)
- Mischrohr (MR) (4.1.2.3)
- Diffusor (Diff) (4.1.2.4)

Bei der Auslegung eines Ejektors gibt es mehrere **Geometrieparameter**, die großen Einfluss auf den Ejektorwirkungsgrad haben. Die Struktur des Treibstrahles und der Treibmassenstrom werden hauptsächlich durch die **Einströmbedingungen** und die Geometrie der **Treibdüse** bestimmt. Weiteren Einfluss auf den Ejektorwirkungsgrad nehmen der Abstand der Treibdüse zum Eintritt des **Mischrohrs**  $d_0$ , die **Saugrohrgeometrie**, das Verhältnis von **Mischrohrdurchmesser**  $\varnothing_{\text{Misch}}$  zu **Austrittsdurchmesser** der Treibdüse  $\varnothing_{\text{Treib}}$ , das Verhältnis von **Länge**  $L_{\text{Misch}}$  zum



Durchmesser des Mischrohrs sowie der Öffnungswinkel des **Diffusors**  $\Theta_{\text{diff}}$ . Abbildung 17 zeigt den grundlegenden Aufbau des für die Untersuchung konstruierten Flüssigstrahlejektors sowie die für die Auslegung wichtigen geometrischen Einflussgrößen.

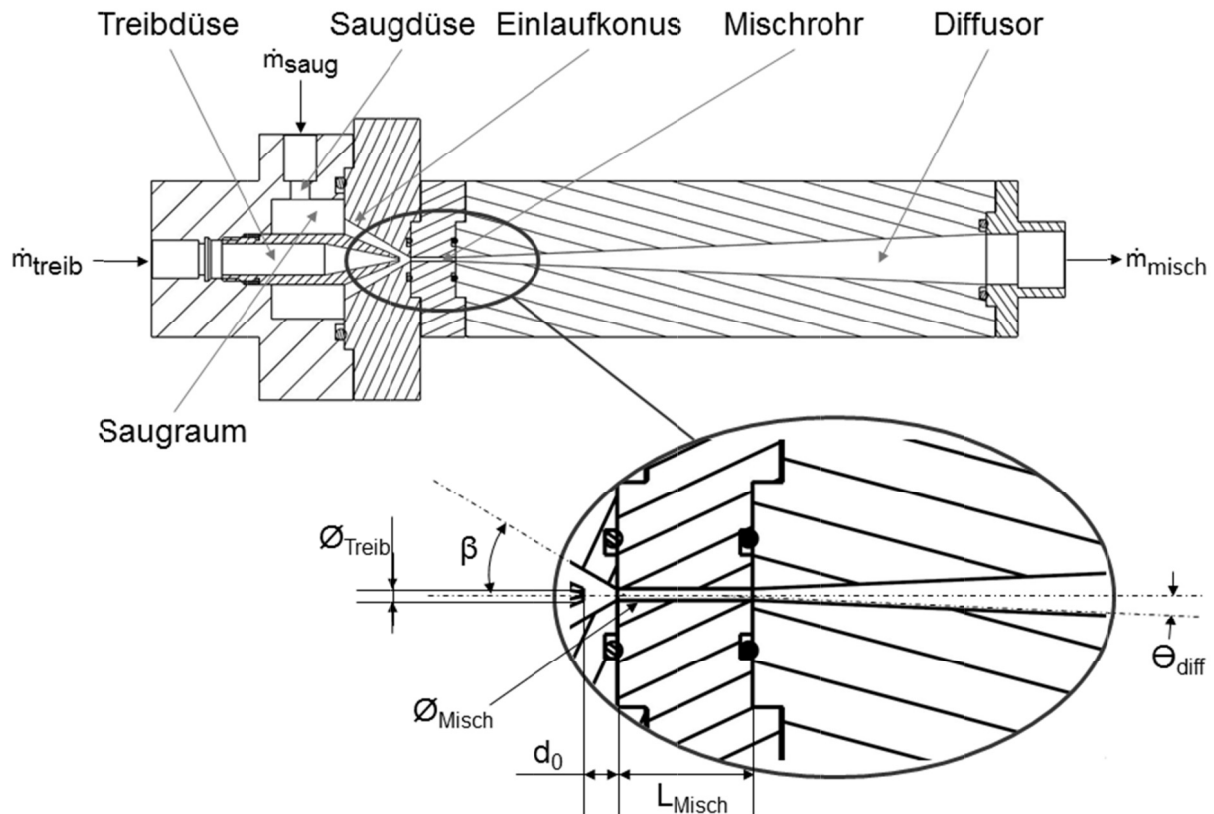


Abbildung 17: Aufbau und geometrische Größen des Ejektors

#### 4.1.2 Theoretische Auslegung des Ejektors

Aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse im Inneren<sup>62</sup> eines Ejektors findet dessen Auslegung in der Praxis **iterativ** unter Einbindung von **experimentellen Untersuchungen** statt. Die Grundlage dieser Vorgehensweise stellt eine Geometrievariation der einzelnen Komponenten und die Messung des Einflusses auf den Ejektorwirkungsgrad dar. Im Fokus steht zunächst die Beschreibung der Strömungsvorgänge in den einzelnen Abschnitten eines Dampfstrahlejektors. Die

<sup>62</sup> Im Vergleich zu großen, industriellen Ejektoren (z.B. Chemieindustrie, Kraftwerkstechnik, etc. [74]) ist bei der Vorhersage der Strömungsverhältnisse insbesondere bei kleinen Ejektoren mit großen Abweichungen zu rechnen.

Berechnung orientiert sich dabei an der von Cizungu [75] beschriebenen Vorgehensweise. Die in den Formeln verwendeten Größen und Indizes beziehen sich auf die Abbildung A9 im Anhang. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse dienen als Grundlage für eine Wirkungsgradbasierte Auslegung eines Flüssigstrahlejektors und die spätere Einbindung in das Gesamtmodell. Die Berechnung der thermodynamischen Zustände am Ejektorein- und austritt basiert auf dem in Abbildung 18 dargestellten Kreislauf.

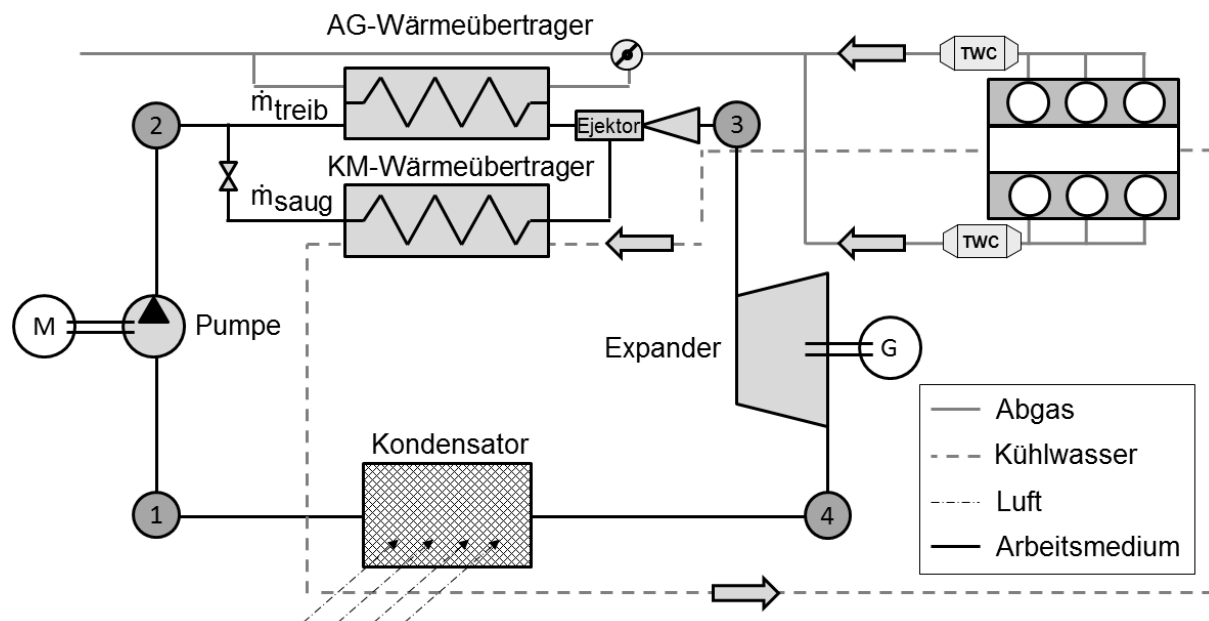


Abbildung 18: Kreislaufverschaltung Dampfstrahlejektor

#### 4.1.2.1 Saugdüse

Die relative Lage der Treib- gegenüber der Saugdüse nimmt Einfluss auf die **Strömungslinien** und damit auf die **Reibungsverluste**. Generell ist zwischen drei Treibdüsenkonfigurationen zu unterscheiden. Die Spitze der Treibdüse kann dabei relativ zum Mischrohr gesehen davor im Mischraum, im Einlaufkonus zum Mischrohr oder im Mischrohr selber liegen. Der letztere Fall erlaubt es nach [75] aufgrund des parallelen Verlaufs der Strömungslinien, den Druck am Treibdüsenaustritt gleich dem mittleren Druck in der Mündungsebene von Treib- und Saugmassenstrom zu setzen. Dieser Vorgang lässt sich deshalb gut durch ein eindimensionales Modell beschreiben. Bei anderen Düsenkonfigurationen ist dies aufgrund des negativen

Druckgradienten zur Mischrohrwand nicht möglich, da hier ein mehrdimensionales Strömungsfeld vorliegt.

Beim Einsatz von Ejektoren in Kälteanlagen wird der **Saugmassenstrom** anhand der Kälteleistung am Dampferzeuger bestimmt. Im betrachteten Kreislauf zur Nutzung der Kühlmittelwärme ist der Saugmassenstrom durch den Ejektorwirkungsgrad beschränkt, sodass eine **komplette Aufnahme** der über das Kühlmittel übertragende Abwärme **nicht möglich** ist. In diesem Fall ist der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  anhand der Enthalpie vor und nach Dampferzeuger sowie der Kühlmittelwärme iterativ zu bestimmen.

$$\dot{m}_{\text{saug}} = \frac{\dot{Q}_{\text{KW}}}{h_{\text{KMWÜ,a}} - h_{\text{KMWÜ,e}}} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Der Eintrittsquerschnitt der Saugdüse  $A_{\text{saug,e}}$  ergibt sich über die Kontinuitätsgleichung zu:

$$A_{\text{saug,e}} = \frac{\dot{m}_{\text{saug}}}{\rho_{\text{saug,e}} \cdot w_{\text{saug,e}}} \quad \text{Gl. 4.4}$$

Um die Reibungsverluste möglichst gering zu halten, ist die Eintrittsgeschwindigkeit  $w_{\text{saug,e}}$  möglichst klein<sup>63</sup> zu wählen.

Im **optimalen Ejektorbetrieb** soll die Saugströmung am Mischrohrentritt die **örtliche Schallgeschwindigkeit** erreichen. Anhand dieser Bedingung lässt sich der Austrittsdruck  $p_{\text{saug,a}}$  iterativ bestimmen. Die Geschwindigkeit am Saugrohraustritt  $w_{\text{saug,a}}$  sowie der Austrittsquerschnitt  $A_{\text{saug,a}}$  berechnen sich nach

$$w_{\text{saug,a}} = \sqrt{2(h_{\text{saug,e}} - h_{\text{saug,a}}) + w_{\text{saug,e}}^2} \quad \text{Gl. 4.5}$$

mit:

$h_{\text{saug,e}}$ : Enthalpie am Saugrohrentritt

$w_{\text{saug,e}}$ : Strömungsgeschwindigkeit am Saugrohrentritt

---

<sup>63</sup> In der Arbeit von Cizungu ist hierzu ein Wert von kleiner 20 m/s vorgeschlagen.

$$A_{\text{saug,a}} = \frac{\dot{m}_{\text{saug}}}{w_{\text{saug,a}} \cdot \rho_{\text{saug,a}}} \quad \text{Gl. 4.6}$$

Die Enthalpie am Mischraumeintritt lässt sich durch eine isentrope Zustandsänderung  $h_{\text{misch,e, is}} = h(p_{\text{saug,a}}, s_{\text{saug,e}})$  unter Berücksichtigung des Saugdüseneffizienzes<sup>64</sup>  $\eta_{\text{saug}}$  berechnen.

$$h_{\text{misch,e}} = h_{\text{saug,e}} - \eta_{\text{saug}} \cdot (h_{\text{saug,e}} - h_{\text{misch,e, is}}) \quad \text{Gl. 4.7}$$

Für die Berechnung der Machzahl am Mischrohereintritt gilt:

$$\text{Ma}_{\text{misch,e}} = \frac{w_{\text{misch,e}}}{c_{\text{misch,e}}} \quad \text{Gl. 4.8}$$

Dabei wird die Schallgeschwindigkeit  $c_{\text{misch,e}} = c(T_{\text{misch,e}}, \rho_{\text{misch,e}})$  aus der örtlichen Temperatur und Dichte des Arbeitsmediums bestimmt. Die Iteration über  $\rho_{\text{misch,e}}$  wird so lange fortgesetzt, bis die Machzahl eins erreicht ist.

#### 4.1.2.2 Treibdüse

Die **Ausführung** der Treibdüse ist maßgeblich für den Wirkungsgrad des Ejektors verantwortlich. Der Einfluss der Treibdüse wird unter anderem von Hafner [76] untersucht.

Beim **Flüssigstrahlejektor** (subsonische Strömung) kommt eine **konvergente Düse**<sup>65</sup> zum Einsatz. Hier liegt eine **blockierte Strömung**<sup>66</sup> vor, sodass der Treibmassenstrom nur von den Eingangsparametern und dem Treibdüsenaustrittsdurchmesser abhängig ist. Dabei hängt der Treibmassenstrom linear vom Austrittsquerschnitt und nichtlinear vom Treibdruck ab.

---

<sup>64</sup> Beschreibt das Verhältnis der realen Enthalpiedifferenz zur theoretischen Enthalpiedifferenz bei isentroper Expansion.

<sup>65</sup> Strömungsgeschwindigkeit ist kleiner als die örtliche Schallgeschwindigkeit. Hier bewirkt die Abnahme des Düsenquerschnitts eine Zunahme der Geschwindigkeit.

<sup>66</sup> Bewirkt eine Erhöhung des Düseneintrittsdruckes bzw. Absenkung des Austrittsdruckes keine weitere Erhöhung des Massenstroms über den maximalen Wert  $\dot{m}_{\text{max}}$ , so wird dies als „Verblockung“ (blockierte Strömung, engl. „choked flow“) bezeichnet [107].

Beim **Dampfstrahlejektor** (**supersonische** Strömung) hingegen kommt eine **Lavaldüse**<sup>67</sup> zum Einsatz. In einer Lavaldüse wird das durchströmende Fluid im engsten Querschnitt auf Schallgeschwindigkeit (Laval-Zustand) beschleunigt, sodass die Geschwindigkeit des Mediums am Austritt im Überschallbereich liegt. Hierdurch entsteht eine starke Saugwirkung im Ejektor.

Die Treibdüse übernimmt die Hauptfunktion des Ejektors. Ihre Aufgabe ist die Umsetzung der Druckenergie des Treibstrahls in kinetische Energie durch Expansion vom Treibdruck  $p_{\text{treib}}$  auf den Düsenaustrittsdruck  $p_{\text{aus}}$ . Die Geometrie lässt sich anhand der Betriebsbedingungen ermitteln. Hierzu ist der thermodynamische Zustand am Düseneintritt und an der Saugseite des Ejektors vorzugeben. Der Treibmassenstrom  $\dot{m}_t$  ergibt sich anhand der aus Abbildung 18 ersichtlichen Randbedingungen für den Abgaswärmeübertrager nach Gl. 4.9

$$\dot{m}_{\text{AGWÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{AG}} \cdot c_{p,\text{AG}} \cdot \Delta T_{\text{AG}} \cdot \eta_{\text{AGWÜ}}}{h_{\text{AM},a} - h_{\text{AM},e}} = \dot{m}_{\text{treib}} \quad \text{Gl. 4.9}$$

mit der Enthalpie am AGWÜ-Austritt  $h_{\text{AM},a} = h(p_{\text{AGWÜ},a}, x_{\text{AGWÜ},a})$  in Abhängigkeit des Druckes  $p$  und des Dampfgehalts  $x$ .

Mit dem Treibmassenstrom lässt sich der Eintrittsquerschnitt  $A_{\text{treib},e}$  anhand der Kontinuitätsgleichung berechnen.

$$A_{\text{treib},e} = \frac{\dot{m}_{\text{treib}}}{\rho_{\text{treib},e} \cdot w_{\text{treib},e}} \quad \text{Gl. 4.10}$$

Zur Vermeidung größerer Reibungsverluste aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten ist der Eintrittsquerschnitt entsprechend zu dimensionieren.

Der engste Querschnitt an der Stelle  $y$  ist ein wichtiger geometrischer Parameter, der den maximalen Treibmassenstrom eines Strahlverdichters bestimmt, da das Medium an dieser Stelle bei einem ausreichend hohen Druckverhältnis einen kritischen Zustand erreicht. Der thermodynamische Zustand des Arbeitsmediums sowie der entsprechende Querschnitt sind durch Iteration eines angenommenen Treibdruckes

<sup>67</sup> Verfügt über einen divergenten Düsenaustritt. Bei Überschallfließgeschwindigkeit bewirkt die Zunahme des Querschnitts eine Erhöhung der Geschwindigkeit.

$p_{\text{Treib}}$  zu ermitteln. Abbruchbedingung ist das Erreichen der örtlichen Schallgeschwindigkeit bzw. der Machzahl von eins an dieser Stelle nach:

$$Ma_y = \frac{w_y}{c_y} \quad \text{Gl. 4.11}$$

Bei Erfüllung dieser Bedingung erreicht der Querschnitt ein Minimum.

Die zur Berechnung der Machzahl notwendige Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Energiebilanz zu

$$w_y = \sqrt{2(h_t - h_y) + w_t^2} \quad \text{Gl. 4.12}$$

Die zur Bestimmung der örtlichen Schallgeschwindigkeit  $c_y = c(T_y, \rho_y)$  benötigte Dichte und Temperatur lassen sich durch Annahme einer isentropen Expansion vom Düsen Eintritt unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des konvergenten Düsentils<sup>68</sup> und mithilfe der Masseerhaltung berechnen.

$$T_y = T(h_y, s_{t,e}) \quad \text{mit} \quad h_y = h_{\text{treib,e}} - \eta_{\text{Düse,konv}} \cdot (h_{\text{treib,e}} - h_{y,\text{is}}) \quad \text{Gl. 4.13}$$

$$\rho_y = \frac{\dot{m}_{\text{treib}}}{A_y \cdot w_y} \quad \text{Gl. 4.14}$$

Analog zur Berechnung des geringsten Querschnitts erfolgt die Berechnung des Austrittsquerschnitts. Die Berechnung der Enthalpie am Düsenaustritt basiert auf der Annahme zu Beginn des Kapitels 4.1.2.1, dass derselbe Druck am Düsenaustritt wie in der Düsenmündung herrscht. In der Realität lässt die Konfiguration mit Treibdüsen spitze im Mischrohreintritt nur geringe Saugmassenströme zu, weshalb für die beiden betrachteten Ejektoren der Treibdüsenaustritt sehr weit hinten im Einlaufkonus (siehe Abbildung 17), kurz vor dem Mischrohr angeordnet ist. Aufgrund des geringen Abstandes zum Mischrohr kann diese Annahme jedoch als gültig angesehen werden und der Druck am Düsenaustritt gleich dem Druck am Saugraumaustritt aus 4.1.2.1 gesetzt werden.

Um die Treibdüse vollständig geometrisch beschreiben zu können, sind nun die Länge des konvergenten und divergenten Bereichs sowie der Querschnitt der

---

<sup>68</sup> In der Literatur finden sich zahlreiche Angaben zu Wirkungsgraden von Lavaldüsen. In dieser Arbeit liegt den Berechnungen ein angenommener Düsenwirkungsgrad von 0,7 zugrunde.

Düsenmündung zu berechnen. Die geometrischen Größen sind Abbildung A9 im Anhang zu entnehmen.

$$L_{\text{konv}} = \frac{d_{\text{treib,e}} - d_y}{2 \tan(\alpha_0/2)} \quad \text{Gl. 4.15}$$

$$L_{\text{div}} = \frac{d_{\text{treib,a}} - d_y}{2 \tan(\alpha/2)} \quad \text{Gl. 4.16}$$

Bei Auslegung des divergenten Düsenanteils ist weiterhin das Erweiterungsverhältnis  $A_{\text{treib,a}}/A_y$  näher zu betrachten. Wird die Treibdüse mit einem größeren Gegendruck betrieben als es ihrem Erweiterungsverhältnis entspricht, so kann es bereits in der Treibdüse zu einem Verdichtungsstoß (siehe Abschnitt 4.1.2.3) kommen [77], der sich wiederum negativ auf die Saugleistung des Ejektors auswirkt.

Um die Druckverluste zwischen konvergentem und divergentem Düsenanteil möglichst gering zu halten, ist der Einsatz einer Stabilisierungsstrecke mit abgerundeten Querschnittsübergängen am Ein- und Austritt sinnvoll. In der Literatur [75] wird eine Länge der Strecke nach Gl. 4.17 empfohlen.

$$L_y = 0,6 \cdot d_y \quad \text{Gl. 4.17}$$

Die Gesamtlänge der Treibdüse ergibt sich zu

$$L_{\text{Düse}} = L_{\text{konv}} + L_y + L_{\text{div}} \quad \text{Gl. 4.18}$$

sowie der gesamte Querschnitt der Düsenmündung zu

$$A_{\text{münd}} = (1 + \sigma) \cdot A_{\text{t,a}} + A_{\text{s,a}} \quad \text{Gl. 4.19}$$

unter Berücksichtigung der Treibdüsenwandstärke  $\sigma$ .

#### 4.1.2.3 Mischkammer

Das Mischrohr der betrachteten Ejektoren weist einen **konvergenten Eintrittsbereich** auf. Dieser Einlaufkonus bewirkt, dass der **Mischungsvorgang** nicht unmittelbar am Düsenaustritt, sondern erst ab einem sog. **effektiven Querschnitt** beginnt. Hier erreicht der Saugstrahl Schallgeschwindigkeit, wodurch er

ein Blockierungsphänomen analog zur engsten Stelle einer Lavaldüse<sup>69</sup> erfährt. Näherungsweise lässt sich der Mischungsvorgang wie folgt darstellen:

Mit Beginn des effektiven Querschnitts erfolgt ein **Impulsaustausch** von Saug- und Treibstrahl vorerst über **Schubspannungskräfte** und gekoppelt daran ein **Wärmetransport**. Hierbei kann es je nach Anfangsbedingungen und Art der Strömung zu **Phasenwechseln** oder **chemischen Reaktionen** kommen. Der Treibstrahl erfährt im weiteren Verlauf durch die turbulenten Strömungsvorgänge eine starke Verzögerung, bis er sich vollständig mit dem Saugstrahl vermischt hat. Mit abnehmendem Impulsstrom in Strömungsrichtung sowie möglichen Mischungsstößen kommt es innerhalb des Mischraumes zu einem **Druckanstieg**. Dieser kann jedoch je nach Länge des Mischrohrs aufgrund der Reibungsverluste wieder abnehmen. Der physikalische Mechanismus des Mischungsvorganges ist bis heute nur sehr schwierig und unter Zuhilfenahme von **empirischen Beziehungen** oder **Mischraumwirkungsgraden** aus **Erfahrungswerten** zu beschreiben. „[...] *Der physikalische Mechanismus des Mischungsvorganges in Strahlverdichtern ist so kompliziert, dass sich die Verluste in der Mischkammer bis heute, trotz mehrerer Untersuchungen, nur aufgrund von Erfahrungswerten näherungsweise durch empirische Beziehungen oder Mischraumwirkungsgrade beschreiben lassen. Selbst die Definition des Mischraumwirkungsgrades ist in ihrer physikalischen Bedeutung umstritten [...]*“. [75] Im vorliegenden Verfahren wird deshalb der Reibungsbeiwert  $\zeta_{\text{misch}}$  anstelle des Mischraumwirkungsgrades zur Erfassung der Strömungsverluste herangezogen.

Den vorherigen Abschnitten entsprechend erfolgt die Ermittlung der Zustandsgrößen im Mischrohr anhand des Gleichungssystems der drei Bilanzgleichungen für Masse-, Energie- und Impulserhaltung.

$$\dot{m}_{\text{treib}} + \dot{m}_{\text{saug}} = \dot{m}_{\text{misch}} = A_{\text{misch}} \cdot w_{\text{misch}} \cdot \rho_{\text{misch}} \quad \text{Gl. 4.20}$$

$$h_{\text{treib}} + \frac{w_{\text{treib}}^2}{2} + \omega \left( h_{\text{saug}} + \frac{w_{\text{saug}}^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left( h_{\text{misch}} + \frac{w_{\text{misch}}^2}{2} \right) \quad \text{Gl. 4.21}$$

---

<sup>69</sup> Eine Lavaldüse weist einen konvergenten und anschließend divergenten, kreisförmigen Querschnitt auf, in welchem ein Fluid auf Überschallgeschwindigkeit beschleunigt werden kann, ohne Auftreten stärkerer Verdichtungsstöße.



$$\begin{aligned}
 & (\dot{m}_{\text{treib}} \cdot w_{\text{treib}} + \dot{m}_{\text{saug}} \cdot w_{\text{saug}} + \dot{m}_{\text{misch}} \cdot w_{\text{misch}}) \zeta_{\text{misch}} + p_{\text{Einlauf,e}} \cdot A_{\text{Einlauf,e}} \\
 & = p_{\text{misch,e}} \cdot A_{\text{misch,e}} + \underbrace{\int_{A_{\text{Einlaufkonus}}}^{A_x} p \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) dA}_{a)^{70}} + \underbrace{\int_0^{L_{\text{misch}}} \tau_W d \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) dL}_{b)^{71}}
 \end{aligned} \quad \text{Gl. 4.22}$$

mit

$\zeta_m$  Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der unvollständigen Impulsumsetzung im Mischraum

$\tau_W$  Wandschubspannung

Um den Druckverlust im Einlauf möglichst gering zu halten, wird der Verengungswinkel  $\beta$  zwischen  $8^\circ$  und  $20^\circ$  angenommen. Die Wandschubspannung wird zur Vereinfachung durch den Reibungskoeffizienten  $\tau_W = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot f$  ausgedrückt, in welchem die konstante Geschwindigkeit nach Mischung  $w_{\text{misch}}$  enthalten ist. Die zu bestimmenden Größen Druck, Dichte, Strömungsgeschwindigkeit und Enthalpie lassen sich durch iteratives Lösen des oben genannten Gleichungssystems berechnen. Aus der Impuls- bzw. Energieerhaltung kann durch Annahme eines Mischungsdruckes  $p_{\text{misch}}$  oder einer Geschwindigkeit  $v_{\text{misch}}$  die Ermittlung der jeweils anderen Größen erfolgen. Dieser Ansatz basiert auf den beiden Modellen mit Mischung bei konstantem Druck oder bei konstantem Querschnitt, wie z.B. von He et al. [78] beschrieben.

Der thermodynamische Zustand am Mischraumende lässt sich vollständig aus Druck und Enthalpie bestimmen. Die Iteration über Druck oder Geschwindigkeit wird so lange fortgesetzt, bis die Dichte aus der Masseerhaltung mit der Dichte aus dem Stoffdatenprogramm REFPROP<sup>72</sup> [79] übereinstimmt. Die Mischrohlänge wird zum Zehnfachen des Durchmessers gesetzt. Dieses Verhältnis hat sich nach Untersuchung von Cizungu als das Optimum herauskristallisiert [75] und ermöglicht eine vollständige Vermischung der beiden Strahlen bei verhältnismäßig geringer

<sup>70</sup> Term a: Druckintegral (von der Strömung auf die Rohrwand ausgeübte Kraft)

<sup>71</sup> Term b: Wandreibungskraft

<sup>72</sup> Die Stoffdatenbank REFPROP 8.0 des National Institute of Standards and Technology (NIST) dient der Berechnung des thermodynamischen Zustandes von Fluiden und Mischungen mithilfe von Gleichungen für thermodynamische Eigenschaften und Transportgrößen.

Reibung. Hafner et al. [80] sowie Nakagawa et al. [81], [82] kommen in späteren experimentellen Untersuchungen auf ein ähnliches Verhältnis.

Beim Übergang von Über- zu Unterschallströmung  $Ma > 1 \rightarrow Ma < 1$  kommt es zu einem Verdichtungsstoß. Liegt dieser innerhalb des Mischrohres, müssen zur Bestimmung von Druck oder Strömungsgeschwindigkeit sowie Dichte und Enthalpie nach dem Verdichtungsstoß zusätzlich die Gleichungen Gl. 4.23<sup>73</sup>, Gl. 4.24<sup>74</sup> und Gl. 4.25<sup>75</sup> iterativ gelöst werden.

$$\rho_{\text{vorVS}} \cdot w_{\text{vorVS}} = \rho_{\text{nachVS}} \cdot w_{\text{nachVS}} \quad \text{Gl. 4.23}$$

$$p_{\text{nachVS}} - p_{\text{vorVS}} = \rho_{\text{vorVS}} \cdot w_{\text{vorVS}}^2 - \rho_{\text{nachVS}} \cdot w_{\text{nachVS}}^2 \quad \text{Gl. 4.24}$$

$$h_{\text{nachVS}} - h_{\text{vorVS}} = \frac{(w_{\text{vorVS}}^2 - w_{\text{nachVS}}^2)}{2} \quad \text{Gl. 4.25}$$

#### 4.1.2.4 Diffusor

In einem dem Mischrohr nachgeschalteten Diffusor erfährt das Arbeitsmedium eine **Verzögerung** und infolge der **Druckzunahme** eine **Verdichtung**. Die Berechnung des Druckanstieges infolge der Turbulenz und Reibungsverluste erfolgt analog zur Treib- und Saugdüsenströmung anhand eines Diffusorwirkungsgrades  $\eta_d$ .

Mit Vorgabe des Druckes  $p_{\text{diff,a}}$  am Ejektoraustritt lässt sich die Enthalpie nach Gl. 4.26 anhand einer isentropen Verdichtung  $h_{\text{diff,a}} = h(p_{\text{diff,a}}, s_{\text{diff,a,is}})$  errechnen. Die zugrundeliegende Entropie ist dabei abhängig vom Auftreten eines Verdichtungsstoßes (siehe Abschnitt 4.1.2.3).

$$h_{\text{diff,a}} = h_{\text{vor/nachVS}} + \frac{(h_{\text{diff,a,is}} - h_{\text{vor/nachVS}})}{\eta_{\text{diff}}} \quad \text{Gl. 4.26}$$

Die Geschwindigkeit am Ejektoraustritt errechnet sich nach

---

<sup>73</sup> Kontinuitätsgleichung

<sup>74</sup> Impulserhaltung

<sup>75</sup> Energieerhaltung

$$w_{\text{diff,a}} = \sqrt{2(h_{\text{vor/nachVS}} - h_{\text{diff,a}}) + w_{\text{vor/nachVS}}^2} \quad \text{Gl. 4.27}$$

Alle weiteren thermodynamischen Zustandsgrößen lassen sich nun anhand von Druck und Enthalpie am Ejektoraustritt berechnen. Die verbleibenden geometrischen Größen zur Auslegung des Ejektors ergeben sich nach Gl. 4.28 und Gl. 4.29.

Hierzu gehören der Öffnungsquerschnitt am Ejektoraustritt

$$A_{\text{diff}} = \frac{\dot{m}_{\text{treib}} + \dot{m}_{\text{saug}}}{\rho_{\text{diff,a}} \cdot w_{\text{diff,a}}} \quad \text{Gl. 4.28}$$

sowie die Diffusorlänge

$$L_{\text{diff}} = \frac{d_{\text{diff,a}} - d_{\text{misch}}}{2 \tan(\vartheta/2)} \quad \text{Gl. 4.29}$$

mit dem Öffnungswinkel  $\vartheta$ .

Die Energiebilanz des gesamten Strahlapparats ist in Gl. 4.30 wiedergegeben.

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{\text{treib}} \left( h_{\text{treib}} + \frac{w_{\text{treib}}^2}{2} \right) + \dot{m}_{\text{saug}} \left( h_{\text{saug}} + \frac{w_{\text{saug}}^2}{2} \right) \\ &= (\dot{m}_{\text{treib}} + \dot{m}_{\text{saug}}) \cdot \left( h_{\text{diff,a}} + \frac{w_{\text{diff,a}}^2}{2} \right) \end{aligned} \quad \text{Gl. 4.30}$$

Aufgrund der großen Anzahl an Berechnungsgleichungen, die teilweise über Iterationsschleifen miteinander gekoppelt sind, stellt der Aufbau eines stabil laufenden Berechnungsverfahrens zur Verarbeitung eines breiten Spektrums an Randbedingungen eine Schwierigkeit dar. Darüber hinaus ist es mit dem verwendeten Stoffdatenprogramm [79] teilweise nur schwer möglich, Stoffwerte im Zuge von Iterationsschleifen zu berechnen, da viele dieser Größen direkt voneinander abhängen und somit Voraussetzungen für die Ermittlung der Folgegrößen sind. Dies wirkt sich negativ auf die Stabilität des Berechnungsverfahrens aus.

Da sich die jeweiligen thermodynamischen Zustände in den einzelnen Ejektorabschnitten im Wesentlichen im **Nassdampfgebiet** bewegen und es mit dem verwendeten Stoffdatenprogramm nicht möglich ist, alle der benötigten Größen zu berechnen, sind zusätzliche Gleichungen für die Berechnung notwendig. So sind die

**Schallgeschwindigkeit im Zweiphasengebiet**  $c_{2ph}$  nach Gl. 4.31 und der **volumetrische Dampfgehalt**  $\varepsilon$  nach Gl. 4.32 zu bestimmen.

$$c_{2ph} = \frac{1}{(1 - \varepsilon) \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon)}{c_{fl}^2} + \frac{\rho_{fl} \cdot \varepsilon}{\rho_{ga} \cdot c_{ga}^2}} + \varepsilon \sqrt{\frac{\varepsilon}{c_{ga}^2} + \frac{\rho_{ga} \cdot (1 - \varepsilon)}{\rho_{fl} \cdot c_{fl}^2}}} \quad \text{Gl. 4.31}$$

$$\varepsilon = \frac{x \cdot \rho_{fl}}{x \cdot \rho_{fl} + \delta(1 - x)\rho_{ga}} \quad \text{Gl. 4.32}$$

Im hier betrachteten Fall wird zur Vereinfachung der Rechenmethode (vgl. [83]) von einer homogenen Zweiphasenströmung bzw. Phasenverteilung ausgegangen, bei welcher die Differenz der Strömungsgeschwindigkeiten beider Phasen null beträgt. Der Phasenschlupf  $\delta$  ist deshalb für diesen Fall gleich 1 zu setzen. In der Realität strömt das Gas schneller als die flüssige Phase. In diesem Fall ist der Schlupf  $> 1$ .

#### 4.1.2.5 Ergebnis Ejektorauslegung Dampfstrahl

Anhand des in Abbildung 18 gezeigten Kreislaufes und der entsprechenden Randbedingungen erfolgt die Auslegung eines Dampfstrahlejektors.

Die den Berechnungen zugrundeliegenden Kreislaufdaten<sup>76</sup> und die zur Auslegung des Ejektors notwendigen Annahmen sind beispielhaft für einen Betriebspunkt in Tabelle 4 dargestellt. Die Zahlenwerte für die jeweiligen Wirkungsgrade der einzelnen Abschnitte stammen aus Erfahrungswerten der TU Braunschweig und aus entsprechender Literatur. Weiterhin basiert die Auslegung auf reinem Wasser als Arbeitsmedium.

---

<sup>76</sup> Beispielhaft für einen 120 km/h-Betriebspunkt

Tabelle 4: Geometrieparameter und Randbedingungen zur Ejektorauslegung

Ejektorparameter			Fahrzeugparameter		
$\eta$ -Saugraum	0,85	-	KW-Eintrittstemperatur	90,24	°C
$\eta$ -Saugdüse	0,9	-	KWaustrittstemperatur	83,29	°C
$\eta$ -Treibdüse (div.)	0,7	-	KW-Druck	1,0	bar
$\eta$ -Treibdüse (konv.)	0,9	-	KW-Volumenstrom	2700	l/h
$\eta$ -Diffusor	0,8	-	Abgastemperatur	655	°C
Eintrittsgeschw. SR	30	m/s	Abgasdruck	1	bar
Phasenschlupf	1	-	Abgasmassenstrom	0,0348	kg/s
Eintrittsgeschw. TM	15	m/s			
Geometrievorgaben			Kreislaufparameter		
1/2 Erweiterungswinkel TD	15	°	Pumpenwirkungsgrad	0,3	-
1/2 Einschnürwinkel TD	35	°	Ventilwirkungsgrad	0,9	-
Materialstärke Treibdüse	2	mm	Expanderwirkungsgrad	0,7	-
Abstand Düse-MR	29,0	mm	Kondensationstemperatur	85	°C
Durchmesser Mischraum	8	mm	Temperatur n. Kondensator	75	°C
Reibungsfaktor	0,025	-	Temperatur n. Verdampfer	180	°C
Impulsverlustbeiwert	1	-	Dampfgehalt n. Verdampfer	0,4	-
Halber Einlaufwinkel MR	10,3	°	Dampfgehalt n. KW-Verd.	1	-
1/2 Diff.-öffnungswinkel	5	°			
Diffusorlänge	60	mm			

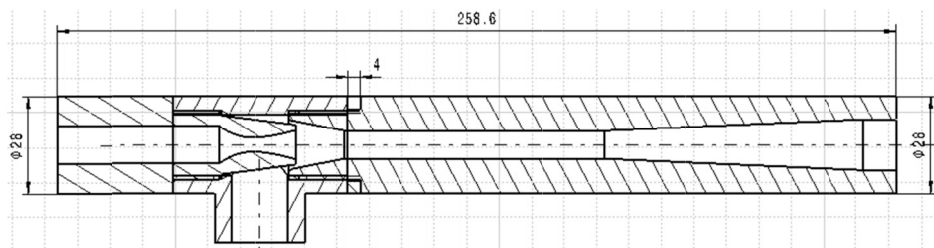
Für den Ejektor ergeben sich anhand der in Tabelle 4 aufgeführten Randbedingungen die folgenden, in Tabelle 5 abgebildeten, Geometrieparameter.

Tabelle 5: Ergebnis Auslegung Dampfstrahlejektor

Geometrieparameter	Formelzeichen	Länge in mm
Durchmesser Saugdüse	$\varnothing_s$	31,0
Eintrittsdurchmesser Treibdüse	$\varnothing_{t,e}$	10,6
Engster Querschnitt Treibdüse	$\varnothing_y$	4,0
Austrittsdurchmesser Treibdüse	$\varnothing_{t,a}$	6,9
Länge divergenter Düsenteil	$L_{div}$	10,9
Länge konvergenter Düsenteil	$L_{konv}$	10,3
Länge Treibdüse	$L_{Düse}$	23,8
Stabilisierungsstrecke Treibdüse	$L_y$	2,4
Abstand Treibdüse-Wand	$d_0$	5,0
Wandstärke Treibdüse	$\sigma$	3,5
Länge Düseneinlauf Mischkammer	$L_{m,e}$	25,1
Mischraumdurchmesser	$\varnothing_m$	8,0
Aussendurchmesser Düse	$\varnothing_{a,Düse}$	14,6
Länge Mischraum	$L_m$	80,0
Durchmesser Diffusoraustritt	$\varnothing_{d,a}$	12,8
Länge Diffusor	$L_d$	55,6

Analog zur Auslegung anhand der in Abschnitt 4.1.2.1 bis 4.1.2.4 beschriebenen Vorgehensweise erfolgt die Auslegung eines Dampf- und Flüssigstrahlejektors unter gleichen Rahmenbedingungen an der TU Braunschweig. Abbildung 19 zeigt eine Gegenüberstellung der beiden Auslegungen. Die gefertigten Prototypen sind im Anhang in Abbildung A10 und Abbildung A11 dargestellt.

### Dampfstrahlejektor nach eigener Auslegung



### Dampfstrahlejektor TU Braunschweig

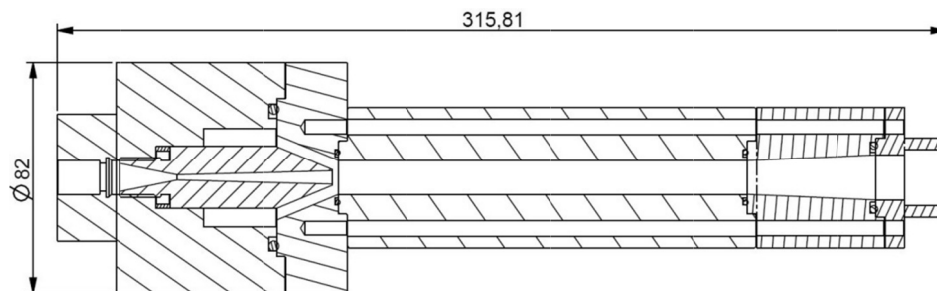


Abbildung 19: Ejektorvergleich: Eigene Auslegung vs. TU Braunschweig

## 4.1.3 Wirkungsgradsteigerung mithilfe von Ejektoren

Zur Überprüfung des theoretischen Modells aus Kapitel 4.1.2 und zur Berechnung stationärer Betriebspunkte wird ein vereinfachtes, **wirkungsgradbasiertes** Ejektormodell in die Kreislaufberechnung implementiert, sodass sich die übertragbare Wärmeleistung aus dem Kühlmittel für verschiedene Betriebspunkte abschätzen lässt.

### 4.1.3.1 Analogiemodell eines Ejektors

Das dieser Arbeit zugrundeliegende Analogiemodell wurde erstmals 2007 von Köhler et al. [84] vorgestellt und wird unter anderem von Elbel [85] und Fiorenzano [72] verwendet. Die Beschreibung des Ejektorwirkungsgrades erfolgt, wie in Abbildung 20 dargestellt, anhand zweier **wirkungsgradbehafteter Ersatzkomponenten**, welche die beiden Hauptfunktionen, die **Expansion** des Treibmediums und die **Kompression** des Saugmediums, widerspiegeln.

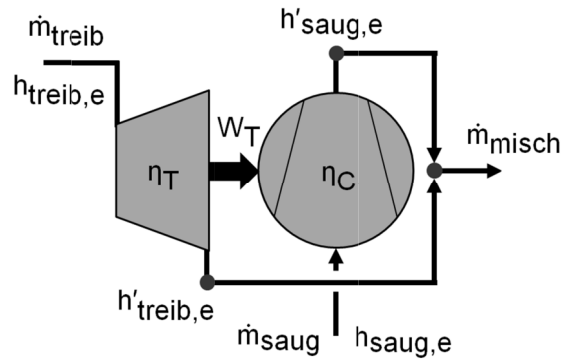


Abbildung 20: Analogiemodell eines Ejektors [84]

In diesem eindimensionalen Ersatzmodell findet keine Berücksichtigung von Strömungsvorgängen im Inneren statt. Reibungs- und Mischungsverluste werden durch die beiden isentropen Wirkungsgrade der Expansionsmaschine  $\eta_T$  und des Verdichters  $\eta_C$  berücksichtigt.

$$\eta_E = \eta_T \cdot \eta_C \quad \text{Gl. 4.33}$$

Die Aufgabe des Verdichters ist dabei die Kompression des Saugmediums vom Verdampfungsdruck  $p_{\text{verd}} = p_{\text{saug,e}}$  auf Austritts- bzw. Gegendruck  $p_{\text{geg}} = p_{\text{diff,a}}$ . Der Wirkungsgrad des Verdichters ergibt sich zu

$$\eta_C = \frac{h'_{\text{saug,e,is}} - h_{\text{saug,e}}}{h'_{\text{saug,e}} - h_{\text{saug,e}}} \quad \text{Gl. 4.34}$$

$h'_{\text{saug,e,is}}$  beschreibt dabei die Enthalpie des Saugmediums, die bei isentroper Verdichtung auf den Gegendruck  $p_{\text{geg}}$  vorliegen würde.

Zum Antrieb des Verdichters dient die Arbeit  $W_T$  der Expansionsmaschine durch Entspannung des Treibmediums vom Treibdruck  $p_{\text{treib}}$  auf den Gegendruck  $p_{\text{geg}}$ . Der Wirkungsgrad der Expansionsmaschine ergibt sich zu

$$\eta_T = \frac{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e}}}{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e,is}}} \quad \text{Gl. 4.35}$$

Der Ejektorwirkungsgrad ergibt sich nach Gl. 4.33 aus dem Produkt der beiden Einzelwirkungsgrade.

$$\eta_E = \frac{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e}}}{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e,is}}} \cdot \frac{h'_{\text{saug,e,is}} - h_{\text{saug,e}}}{h'_{\text{saug,e}} - h_{\text{saug,e}}} \quad \text{Gl. 4.36}$$



Mit der Energiebilanz um den Ejektor

$$\frac{\dot{m}_{\text{saug}}}{\dot{m}_{\text{treib}}} = \frac{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e}}}{h'_{\text{saug,e}} - h_{\text{saug,e}}} \quad \text{Gl. 4.37}$$

ergibt sich der Ejektorwirkungsgrad, welcher den weiteren Berechnungen zugrunde liegt, zu:

$$\eta_E = \frac{\dot{m}_{\text{saug}}}{\dot{m}_{\text{treib}}} \cdot \frac{h'_{\text{saug,e,is}} - h_{\text{saug,e}}}{h_{\text{treib,e}} - h'_{\text{treib,e,is}}} \quad \text{Gl. 4.38}$$

Die Mischungsenthalpie am Ejektor Austritt lässt sich mithilfe des Mischungsverhältnisses  $\omega$  Gl. 4.39 und der Energieerhaltung Gl. 4.21 unter Vernachlässigung der Geschwindigkeitsenergie und berechnen.

$$\omega = \frac{\dot{m}_{\text{saug}}}{\dot{m}_{\text{treib}}} \quad \text{Gl. 4.39}$$

$$h_{\text{misch}} = \frac{\omega}{\omega + 1} \cdot h_{\text{saug}} + \frac{1}{\omega + 1} \cdot h_{\text{treib}} \quad \text{Gl. 4.40}$$

Der Ejektorwirkungsgrad (Gl. 4.38) lässt sich folgendermaßen zusammenfassen: Der theoretisch maximalen Energie (Treibmassenstrom  $\dot{m}_t$  \* Enthalpiedifferenz  $\Delta h_t$ ) bei **Expansion** in der Treibdüse steht die minimal zur **Verdichtung** aufzuwendende Energie (Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  \* Enthalpiedifferenz  $\Delta h_s$ ) in der Saugdüse gegenüber. Abbildung 21 veranschaulicht die Definition des Wirkungsgrades im vorgestellten Analogiemodell anhand eines schematischen p,h-Diagramms. Die Enthalpiedifferenz bezieht sich in diesem Fall jeweils auf den theoretischen Zustand des Arbeitsmediums, welcher sich bei isentroper Entspannung (1)  $\rightarrow$  (1\*) bzw. Verdichtung (2)  $\rightarrow$  (2\*) auf den Austrittsdruck  $p_{\text{aus}}$  einstellen würde.

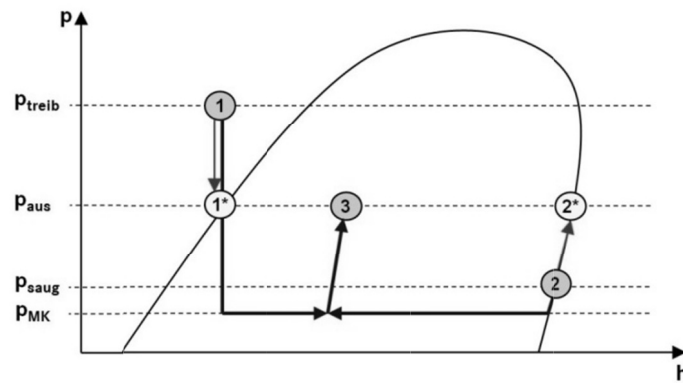


Abbildung 21: Darstellung des Ejektorwirkungsgrades im p,h-Diagramm

#### 4.1.3.2 Ergebnisse der Kreislaufberechnung

Die Abschätzung der Einsatzmöglichkeit eines Dampf- und Flüssigstrahlejektors zur zusätzlichen Aufnahme der Wärme aus dem Kühlmittel erfolgt anhand der in Abbildung 22 gezeigten Verschaltungen<sup>77</sup> unter Zuhilfenahme des zuvor beschriebenen Analogiemodells. Beim Flüssigstrahl-Ejektor ist die Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel abhängig vom Massenstrom durch den Ejektor. Ist dieser zu groß, kann der Dampfgehalt am Austritt des AGWÜ zu gering werden. Nachteilig an dieser Verschaltung ist die aus der großen Druckdifferenz über die Speisepumpe resultierende Antriebsleistung, wodurch sich die Nettoleistung verringert. Beim Dampfstrahlejektor liegt diese deutlich niedriger und die zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz auf der Treibseite (vgl. Gl. 4.38) höher, jedoch verringert sich hierdurch das Druckverhältnis über die Expansionsmaschine.

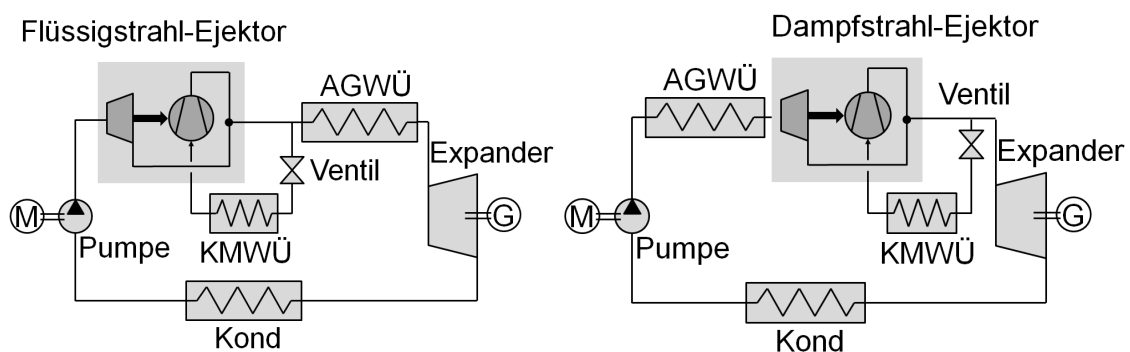


Abbildung 22: Ejektorkreisläufe zur zusätzlichen KM-Wärmeaufnahme

<sup>77</sup> Im Gegensatz zu der in Abbildung 18 gezeigten Verschaltung wird hier beim Dampfstrahl-Ejektor ein Teil der flüssigen Phase des Arbeitsmediums nach Ejektor statt vor AG-Dampferzeuger abgezweigt. Hierdurch erhöht sich der Dampfgehalt am Eintritt der Expansionsmaschine.

Der Einfluss verschiedener Parameter auf die Nutzbarkeit<sup>78</sup> des Kühlmittels sowie die mit dieser Konfiguration erzielbaren Leistung ist im Folgenden anhand des Kreislaufes mit **Flüssigstrahlejektor** ( $\eta_E=0,2$ ) näher beleuchtet. Hierzu findet eine Variation der wichtigsten Einflussgrößen (Dampfgehalt nach AGWÜ, Treibdruck, Temperatur nach AGWÜ, Kühlmittel-Temperatur und Unterkühlung) statt. Zur besseren Vergleichbarkeit ggü. dem Basis-Rankine-System liegt allen Betrachtungen eine Kondensationstemperatur von 60 °C zugrunde.

Die Variation des Dampfgehaltes nach AGWÜ erfolgt über die Variation des Arbeitsmittel-Massenstroms über den Ejektor mit  $x_3 = f(p_3, h_3)$  nach

$$h_{AGWÜ,a} = h_{AGWÜ,e} + \frac{Q_{AG}}{\dot{m}_{AM}} \quad \text{Gl. 4.41}$$

Abbildung 23 zeigt für einen mittellastigen Fahrzustand die potentielle Wärmeaufnahme<sup>78</sup> aus dem Kühlmittel in Abhängigkeit der Temperatur<sup>79</sup> nach Abgaswärmeübertrager. Diese steigt nach Gl. 4.41 mit abnehmendem Arbeitsmittel-Massenstrom. Unter Annahme eines konstanten Ejektorwirkungsgrades bedeutet dies nach Gl. 4.38 eine Minderung der Saugleistung und somit eine Verringerung der aufnehmbaren Wärme aus dem Kühlmittel. Weiterhin ist erkennbar, dass sich unter gleichbleibenden Randbedingungen die Wärmeaufnahme im Bereich von ca. 12 % über eine Variation des Arbeitsmittel-Massenstroms beeinflussen lässt.

---

<sup>78</sup> Die angegebene Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel bezieht sich auf die im betrachteten Betriebspunkt abzuführende Kühlmittelwärme ohne EORC-System.

<sup>79</sup> Bezogen auf die Zielauslegungstemperatur  $T_{Ziel}$  ( $\sim 180^\circ\text{C}$ ) des Systems.

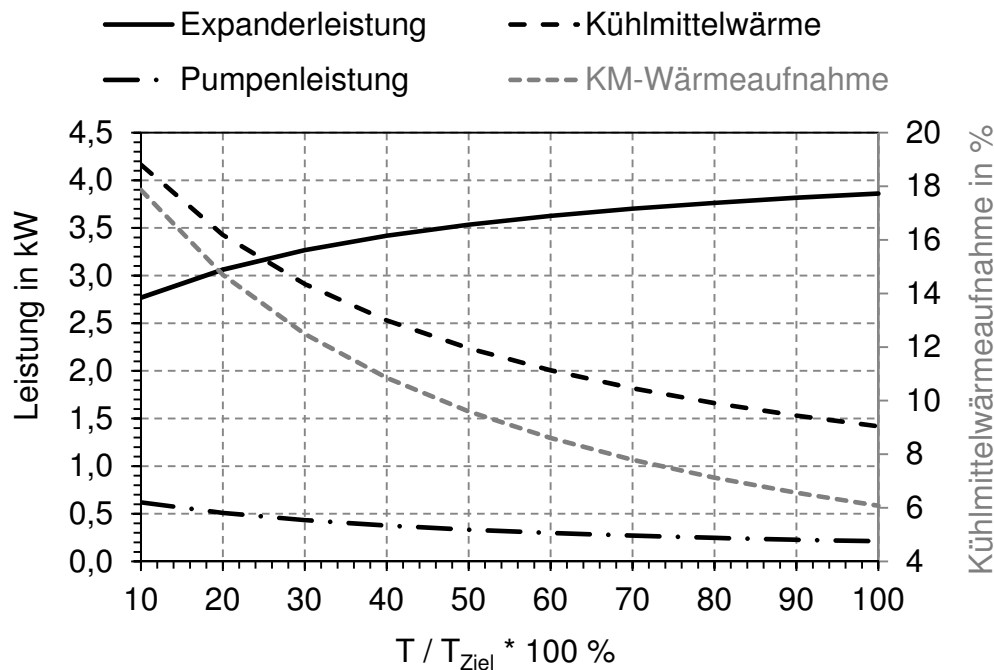


Abbildung 23: Variation der Temperatur im Flüssigstrahl-Ejektor-Kreislauf

Generell lässt sich festhalten, dass eine **Steigerung der Wärmeaufnahme** aus dem Kühlmittel über den AM-Massenstrom ein Absenken des Dampfgehalts bedeutet und sich **negativ** auf die **Nettoleistung** des Systems auswirkt.

Nach Gl. 4.38 ist eine weitere Möglichkeit, die Saugleistung des Ejektors zu erhöhen, die Steigerung der Enthalpiedifferenz über die Treibdüse. Unter Annahme gleichbleibender Temperatur am Ejektor-Eintritt bedeutet dies eine **Erhöhung des Treibdrucks**. Ein Anheben der Enthalpie am Ejektor-Eintritt, also in der flüssigen Phase des Arbeitsmediums, führt demnach zu einem **signifikanten Anstieg** des Druckes. In Abbildung 24 ist die Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel in Abhängigkeit des am Ejektor angelegten Treibdruckes dargestellt. In der Praxis steigt der Treibmassenstrom mit zunehmendem Druck (vgl. Abbildung 30 in Abschnitt 4.1.4), ist jedoch für diese Betrachtung als konstant angenommen, was einer konstruktiven Variation der Treibdüse entspricht.

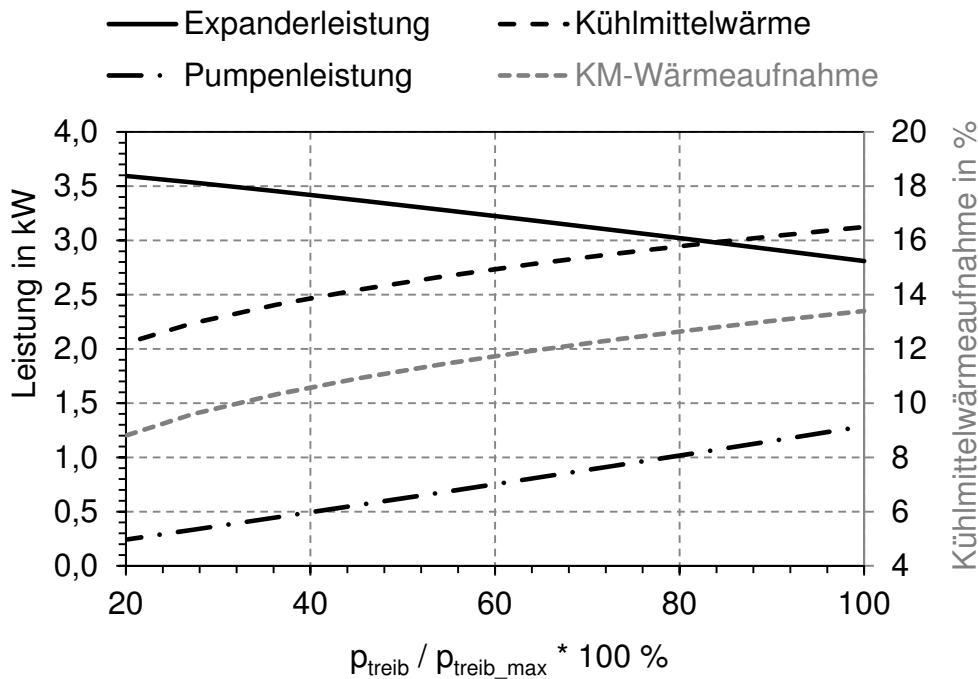


Abbildung 24: Variation des Treibdruckes im Flüssigstrahl-Ejektor-Kreislauf

Deutlich erkennbar ist der im o.g. mittleren Fahrzustand um ca. 1 kW höhere **Leistungsbedarf der Speisepumpe** bei hohen gegenüber niedrigen Treibdrücken. Infolgedessen sinkt die theoretische Nettoleistung des Systems trotz höherer Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel deutlich ab. Der Einfluss des Treibdruckes auf die gesamt aufnehmbare Wärmeleistung aus dem Kühlmittel liegt hierbei im Bereich von ca. 5 %.

Wie bereits angedeutet, lässt sich die Enthalpiedifferenz über die Treibdüse auch durch die Temperatur am Ejektoreintritt erhöhen. Im betrachteten Kreislauf führt eine Erhöhung der Treibtemperatur ohne zusätzlichen Wärmeübertrager zwischen Speisepumpe und Ejektor zu einer Erhöhung der **Kondensationstemperatur** und damit Verringerung des **Druckverhältnisses**, was sich wiederum negativ auf die theoretisch erzielbare Expanderleistung auswirkt. Dieser Einfluss ist deshalb nicht Teil der Kreislaufbetrachtung, wird jedoch für weitere Einsatzmöglichkeiten eines Ejektors in einer Versuchsreihe am Komponentenprüfstand (siehe Kapitel 4.1.4) untersucht.

Ausgehend von einem Betrieb des Systems im Zweiphasengebiet und unter Verwendung eines Gemisches als Arbeitsmedium, steht der Gegendruck am Ejektor in direktem Zusammenhang mit der Temperatur am Austritt des

Abgaswärmeübertragers. Abbildung 25 stellt den Einfluss der Temperatur und damit des Gegendruckes auf die erzielbaren Leistungen dar.

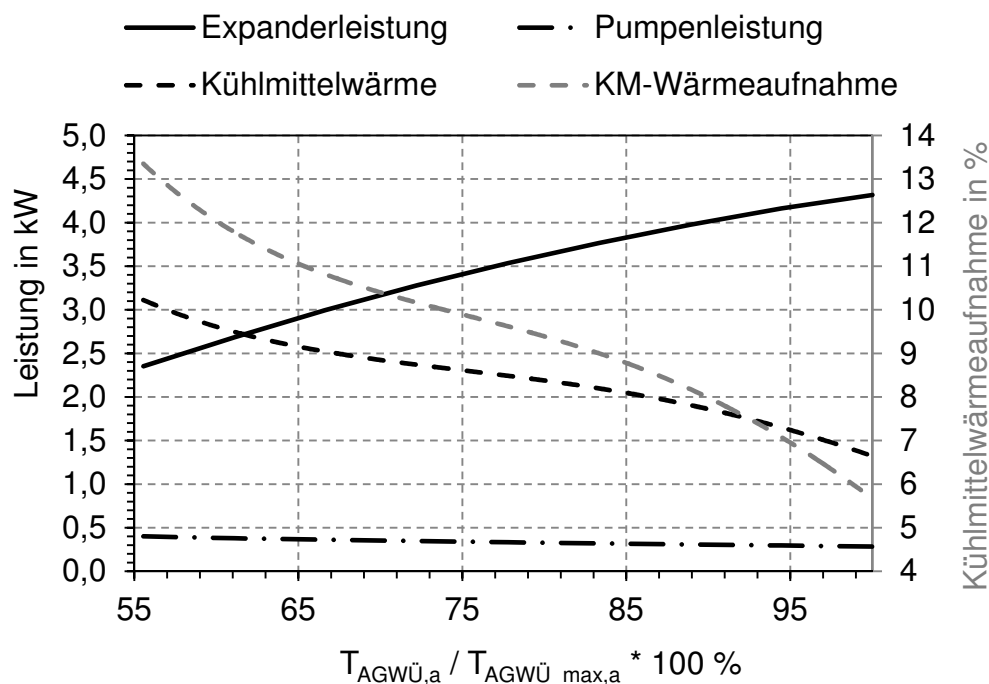


Abbildung 25: Temp.-variation am AGWÜ-Austritt im Flüssigstrahl-Ejektor-Kreislauf

Auch hier spiegelt sich die negative Auswirkung einer Steigerung der Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel wider. Mit steigender Austrittstemperatur am Abgaswärmeübertrager und damit steigendem Gegendruck am Ejektor erhöht sich der vom Ejektor aufzubringende **Druckhub**<sup>80</sup>. Bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen auf der Treibseite verringert sich nach Gl. 4.38 der Saugmassenstrom. Dieses Verhalten ist in Prüfstandsversuchen nachgewiesen (vgl. Abschnitt 4.1.4).

Ein Ansatz, dem oben beschriebenen Phänomen entgegenzuwirken, ist die Verringerung des aufzubringenden Druckhubs durch Anheben des Saugdruckes. Analog der Berechnung des Abgaswärmeübertragers ist auch der Saugdruck im betrachteten Fall von der Austrittstemperatur am Kühlmittelwärmeübertrager abhängig. Zur besseren Vergleichbarkeit des EORC-Kreislaufes mit dem Basis-Kreislauf ( $T_{Kond} = T_{KW} = 90 \text{ °C}$ ) beschränkt sich die Berechnung auf einen Temperaturbereich  $T_{Kond} = 60 \dots 90 \text{ °C}$ .

<sup>80</sup> Als Druckhub wird das Verhältnis Austritts- zu Saugdruck ( $p_a/p_s$ ) des Ejektors bezeichnet.

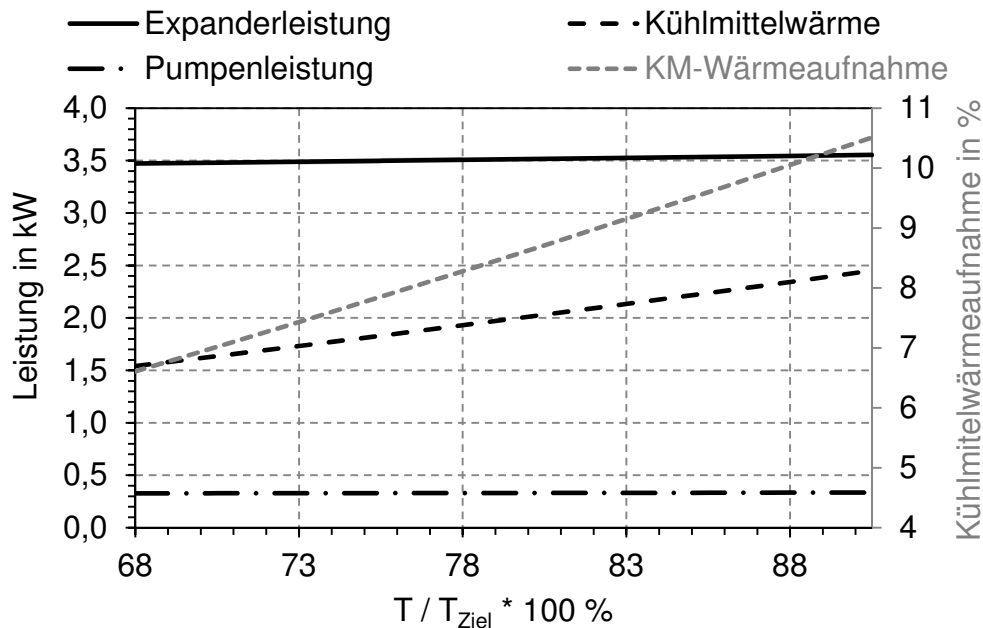


Abbildung 26: Variation Kühlmitteltemperatur im Flüssigstrahl-Ejektor-Kreislauf

Durch Anheben der **Kühlmitteltemperatur** verringert sich der Druckhub über die Saugseite des Ejektors. Unter Annahme eines konstanten Ejektorwirkungsgrades bedeutet dies nach Gl. 4.38 eine Verschiebung des Ejektorbetriebs hin zu einem größeren Mischungsverhältnis  $\omega$ . Nach Fiorenzano [72] ist die **Auslegung** des Ejektors auf ein **hohes Mischungsverhältnis** bzw. **kleines Saugdruckverhältnis** sinnvoll, um den Ejektor-Kreislauf möglichst effizient betreiben zu können, da sich hierdurch die Antriebsleistung der Speisepumpe bei gleich bleibender Kälteleistung verringert. Im betrachteten Fall ist die Verdichterleistung der Speisepumpe als konstant angenommen, weshalb mit steigender Kühlmitteltemperatur und damit geringer werdendem Saugdruckverhältnis die Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel ansteigt (siehe Abbildung 26).

Unter Berücksichtigung aller vorher aufgezeigten Variationen und deren Einfluss auf die Wechselwirkung zwischen Kühlmittelaufnahme und Netto-Systemleistung sowie im Hinblick auf das zu Beginn des Kapitels angesprochene Ziel der Leistungssteigerung durch die zusätzliche Aufnahme von Kühlmittelwärme über eine derartige Verschaltung ist ersichtlich, dass sich beide Ziele **gegenläufig** verhalten. Zwar ist theoretisch eine vollständige Aufnahme der Kühlmittelwärme über einen derartigen Ejektor-Kreislauf möglich, jedoch geschieht dies zulasten der Nettoleistung des Systems. Ein solcher Systemaufbau entspricht einer

„ausgelagerten“ **Verdampfungskühlung**<sup>81</sup> bzw. einer Verdampfungskühlung mit Zwischenkreislauf, bei der das Kühlmittel nicht am Motor direkt, sondern in einem separaten Wärmeübertrager verdampft wird. Der Vorteil gegenüber einer konventionellen Motorkühlung ist unter anderem Gegenstand der Untersuchung von Reichler [86] und stellt eine interessante Alternative zu bisherigen Konzepten dar. Eine weitere Leistungssteigerung des Kühlsystems durch Absenkung des Druckniveaus mithilfe eines Ejektor-Kreislaufs bietet sich für weiterführende theoretische und experimentelle Untersuchungen an.

Die vorangegangenen Berechnungen bilden die Basis für die Konstruktion des in Abbildung 27 dargestellten Flüssigstrahlejektors an der TU Braunschweig [87]. Die Untersuchung erfolgt am eigens hierfür konstruierten Komponentenprüfstand. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

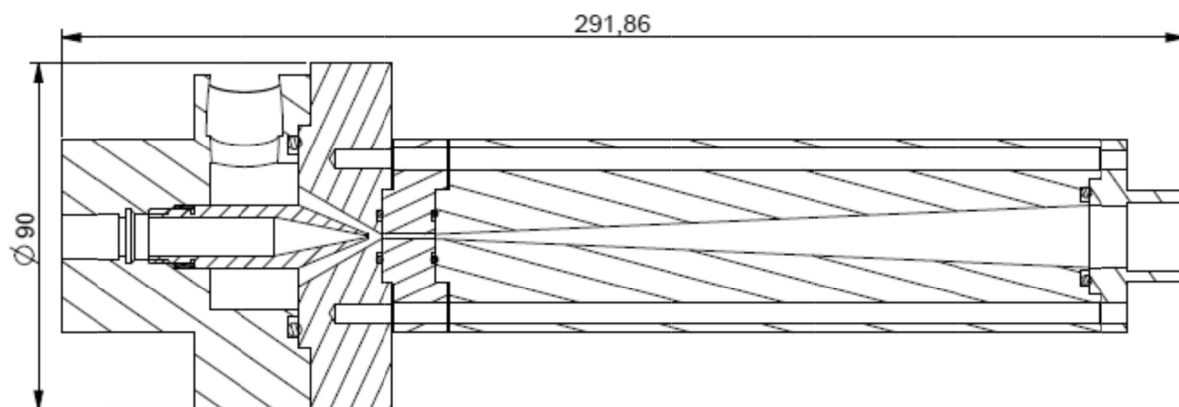


Abbildung 27: Flüssigstrahlejektor

#### 4.1.4 Messergebnisse des Flüssigstrahlejektors

Zur Verifizierung der in Kapitel 4.1.3.2 vorgestellten theoretischen Erkenntnisse findet die experimentelle Überprüfung des Ejektorverhaltens am **Komponentenprüfstand** statt. Der prinzipielle Versuchsaufbau ist Abbildung 28 zu entnehmen. Abbildung 29 zeigt den Komponentenprüfstand.

---

<sup>81</sup> Beschreibt ein Kühlsystem das den Phasenübergang eines Kühlmediums ausnutzt. Vorteil ist dabei die gleichmäßige Temperaturverteilung über den zu kühlenden Körper (vgl. [86])



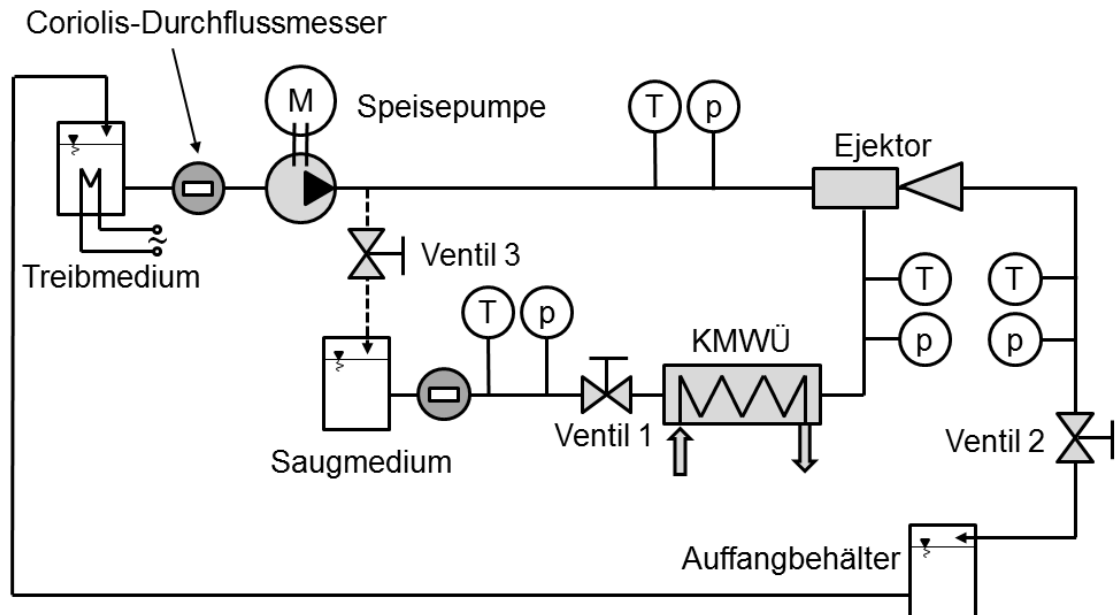


Abbildung 28: Versuchsaufbau Flüssigstrahlejektor

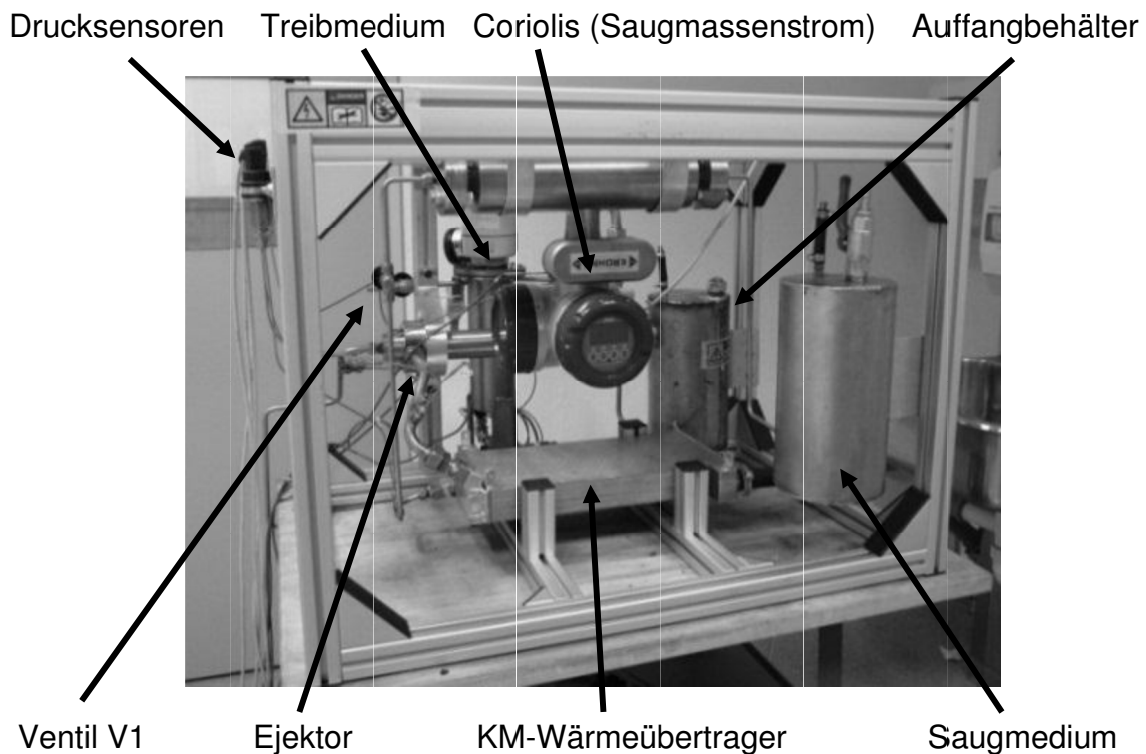


Abbildung 29: Komponentenprüfstand Flüssigstrahlejektor

Um den Einfluss der Treibtemperatur auf den Ejektorwirkungsgrad untersuchen zu können, ist der Behälter des Treibmediums elektrisch beheizbar. Hiermit lassen sich

Treibtemperaturen zwischen Umgebungs- und Siedetemperatur realisieren. Zum Fördern und Verdichten des Arbeitsmediums dient eine **Kolbenmembranpumpe**. Mit dieser lassen sich Treibdrücke zwischen 1 bar und 40 bar bei Massenströmen zwischen 5 kg/h und 65 kg/h darstellen. Die Erfassung von Treib- und Saugmassenstrom erfolgt über einen **Coriolis-Durchflussmesser**. Über einen Kurzschluss zwischen Treibseite und Behälter des Saugmediums lässt sich dieser im Betrieb nachfüllen, um einen kontinuierlichen Betrieb des Kreislaufes sicherzustellen. Beide Behälter für Treib- und Saugmedium sind gegenüber der Umgebung geöffnet. Der Treibdruck wird über die Pumpenansteuerung bzw. über den Pumpenmassenstrom eingestellt (siehe unten). Der Saugmassenstrom ist über das **Ventil 1** vor dem **Kühlmittel-Wärmeübertrager** einstellbar. Der Wärmeübertrager selbst ist mit der Kühlmittelversorgung eines Heißgasprüfstands verbunden. Über diese lassen sich alle entsprechenden kühlmittelseitigen Betriebspunkte im untersuchten Bereich abdecken. Vor dem Auffangbehälter befindet sich das Ventil 2, über welches sich ein Gegendruck am Ejektoraustritt aufprägen lässt.

### Korrelation Treibdruck zu Treibmassenstrom

Bei blockierter Strömung (siehe Kapitel 4.1.2.2) ist der Treibmassenstrom linear vom Austrittsquerschnitt abhängig. Ist dieser über einen gemessenen Betriebsbereich bekannt, so lässt er sich durch Veränderung des Austrittsquerschnitts an den gewünschten Betriebsbereich anpassen. Als Basis für erste Untersuchungen dient der in Kapitel 4.1.3.2 vorgestellte Ejektor mit einem Treibdüsenaustrittsdurchmesser von 0,6 mm.

Zur Bestimmung des Treibmassenstromes wird der Ejektor im Betriebsbereich mit Treibdrücken von 1 bar bis 28 bar beaufschlagt. Das Einstellventil für den saugseitigen Massenstrom bleibt für diese Untersuchung zunächst geschlossen und am Ejektoraustritt herrscht **Umgebungsdruck**  $p_{\text{amb}}$ . Als Arbeitsmedium zum Betrieb des Kreislaufes wird **reines Wasser** verwendet.

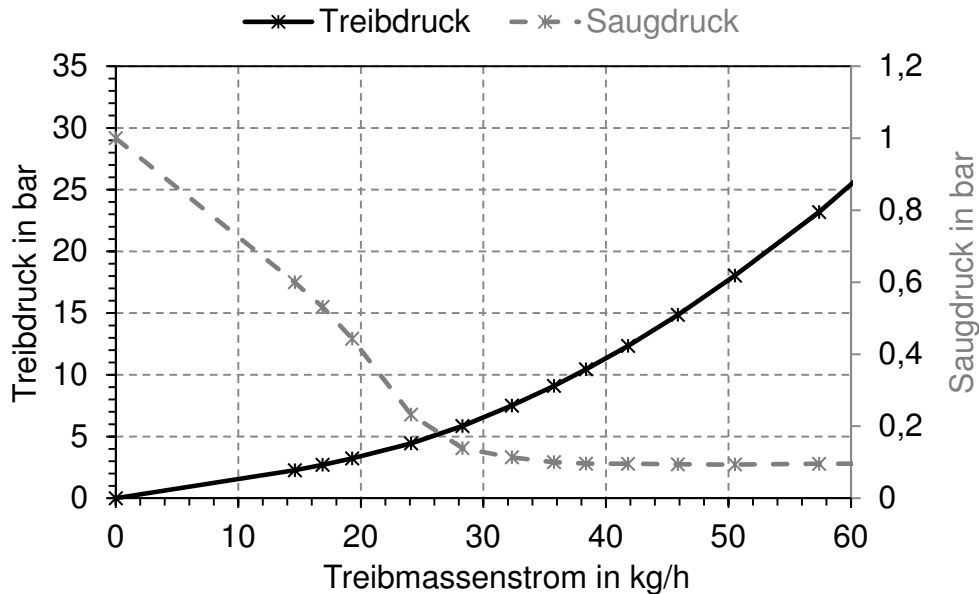


Abbildung 30: Korrelation Treibdruck – Treibmassenstrom - Saugdruck

In Abbildung 30 ist ersichtlich, dass der Ejektor bereits ab einem Treibdruck<sup>82</sup> von ca. 6 bar bzw. einem Treibmassenstrom von rund 27 kg/h einen Saugdruck von ca. 95 mbar erzeugt. Um das Arbeitsmedium bei einer Kühlmitteltemperatur von 90 °C verdampfen zu können, ist mindestens ein Saugdruck  $p_{\text{saug}} \leq 810 \text{ mbar}$  zu erreichen.

Wie eingangs beschrieben, sollte beim Flüssigstrahlejektor eine blockierte Strömung vorliegen, sodass der Treibmassenstrom nur von den Eingangsparametern und dem Treibdüsenaustrittsdurchmesser abhängig ist, um einen konstanten Betrieb über den gesamten Betriebsbereich zu gewährleisten. Dabei hängt der Massenstrom linear vom Austrittsquerschnitt und nichtlinear vom Druck ab (siehe Abbildung 30). Da der Treibdüsendurchmesser für die Untersuchung konstant gehalten wird, gilt für den Treibmassenstrom  $\dot{m}_{\text{treib}} = f(p_{\text{treib}})$ .

Für den Nachweis werden verschiedene Verhältnisse von Treib- zu Gegendruck angefahren. Der Gegendruck lässt sich hierbei über das **Ventil 2** einstellen. Eine blockierte Strömung liegt dann vor, wenn der Treibmassenstrom bei sich änderndem Saug- und Gegendruck konstant bleibt. Abbildung 31 zeigt den Verlauf des Treibmassenstroms in Abhängigkeit des Ejektor-Gegendrucks für Treibdrücke von 8 bar, 12 bar und 20 bar. Bei Gegendrücken von  $p_{\text{geg}} \geq 2,5 \text{ bar}$  war ein Betrieb des Prototyp-Ejektors nicht mehr möglich, da der Saugdruck über Umgebungsdruck ansteigt.

<sup>82</sup> Bei einer Temperatur des Treibmediums von 22,3 °C.

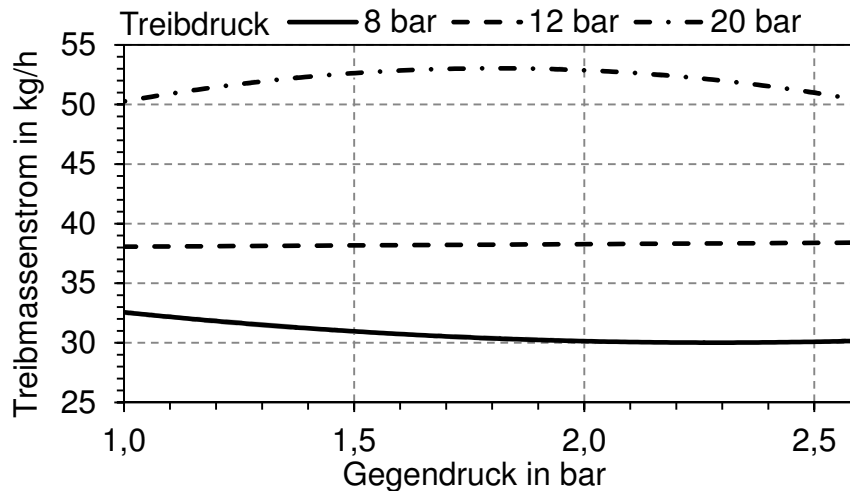


Abbildung 31: Ergebnis der Untersuchung zur blockierten Strömung

Zu erkennen ist, dass im untersuchten Druckbereich bei Treibdrücken von 12 bar und 20 bar der Treibmassenstrom **keine** nennenswerte **Abhängigkeit** vom **Gegendruck** aufweist. In diesem Betriebsbereich liegt eine blockierte Strömung vor. Bei einem Treibdruck von 8 bar lässt sich eine geringe Relation bei niedrigen Gegendrücken von Umgebungsdruck bis 1,5 bar erkennen, was auf einen Betrieb nahe an einer **nicht-blockierten** Strömung deutet.

Zur weiteren Untersuchung des Betriebs bei blockierter Strömung wird der Ejektor bei verschiedenen Treibtemperaturen und **konstantem** Druck betrieben. Dies geschieht durch das Beheizen des Arbeitsmediums im Treibbehälter (siehe Abbildung 28).

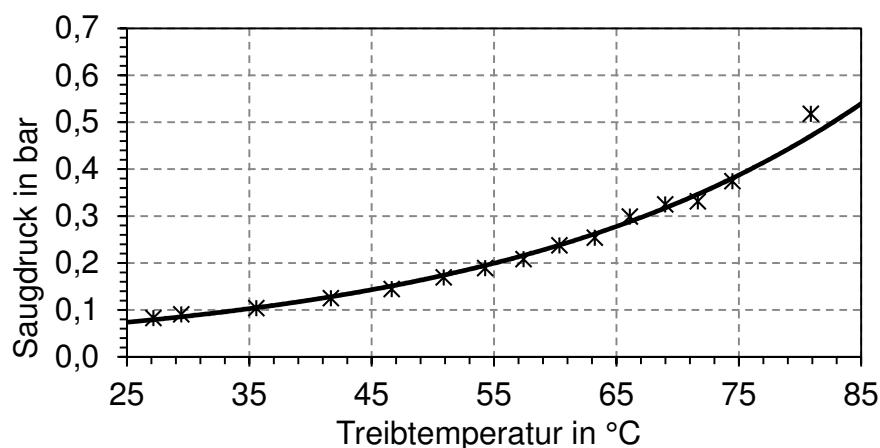


Abbildung 32: Abhängigkeit des Saugdrucks von der Treibtemperatur

In Abbildung 32 ist die Abhängigkeit des Saugdrucks von der Treibtemperatur dargestellt. Erkennbar ist der exponentielle Anstieg des Saugdrucks mit Anstieg der Temperatur am Ejektoreintritt.

Dieser Anstieg ist auf den möglichen Einfluss zweier Effekte zurückzuführen. Zum einen steigt die **Austrittsgeschwindigkeit** des Arbeitsmediums am Treibdüsenaustritt durch die höhere Energie im Treibstrahl an. Infolgedessen steigen auch die **Druckverluste** in der Mischkammer an, wodurch sich der mögliche Druckhub über den Ejektor verringert. Zum anderen verringert sich die **Dichte** des Treibmediums mit steigender Temperatur, woraus sich ein geringerer Treibmassenstrom ergibt. Nach Definition des Ejektorwirkungsgrades (Gl. 4.38) und unter der Randbedingung  $\dot{m}_{\text{saug}} = 0$  muss demnach der Druckhub (bzw. die Enthalpiedifferenz) über die Saugseite des Ejektors kleiner werden. In Abbildung 33 ist dieser Einfluss mit zunehmender Treibtemperatur erkennbar.

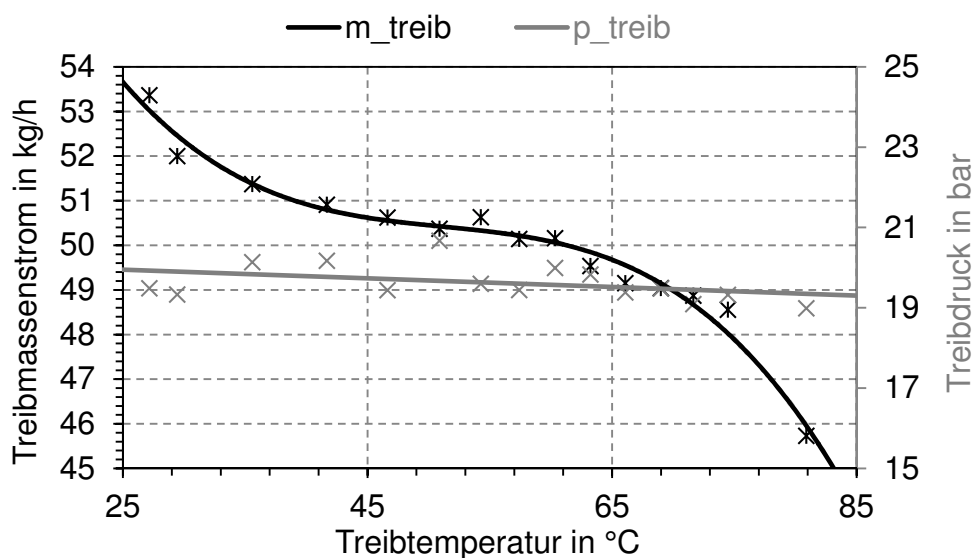


Abbildung 33: Abhängigkeit des Treibmassenstroms von der Treibtemperatur

Zur Untersuchung zum Treibmassenstromes lässt sich zusammenfassend festhalten, dass im Auslegungsbereich eine blockierte Strömung vorliegt und der Treibmassenstrom von den Eingangsparametern abhängig ist  $\dot{m}_{\text{treib}} = f(p_{\text{treib}}, T_{\text{treib}})$ . Für Treibdrücke unterhalb von 8 bar ist zusätzlich eine geringe Abhängigkeit vom Gegendruck erkennbar, sodass für den Treibmassenstrom  $\dot{m}_{\text{treib}} = f(p_{\text{geg}}, p_{\text{treib}}, T_{\text{treib}})$  gilt.

### Bestimmung des Ejektorwirkungsgrades

Die Bestimmung des Ejektorwirkungsgrades nach Gl. 4.38 erfolgt unter verschiedenen saug-, treib- und austrittsseitigen Betriebsbedingungen. Hierzu werden Treibdrücke zwischen 8 bar und 20 bar, Austrittsdrücke zwischen 1,5 bar und

2,5 bar sowie Mischungsverhältnisse zwischen 10 % und 50 % gefahren. Größere Treibdrücke über 25 bar sind nicht angefahren, da die Prüfstandpumpe oberhalb von 25 bar so starke Druckschwankungen aufweist, dass eine Messung oberhalb dieser Grenze nicht möglich ist. Als Betriebsparameter sind die in Kapitel 4.1.3.2 definierten Randbedingungen ( $T_{\text{treib}} = 60 \text{ °C}$ ,  $T_{\text{KW}} = 90 \text{ °C}$ ) eingestellt.

Abbildung 34 zeigt den theoretischen Verlauf des Ejektorwirkungsgrades als Funktion des Mischungsverhältnisses  $\omega$ . Mit zunehmendem Mischungsverhältnis steigt der Ejektorwirkungsgrad bis zum Maximalpunkt an und nimmt mit weiterer Zunahme des Mischungsverhältnisses wieder ab.

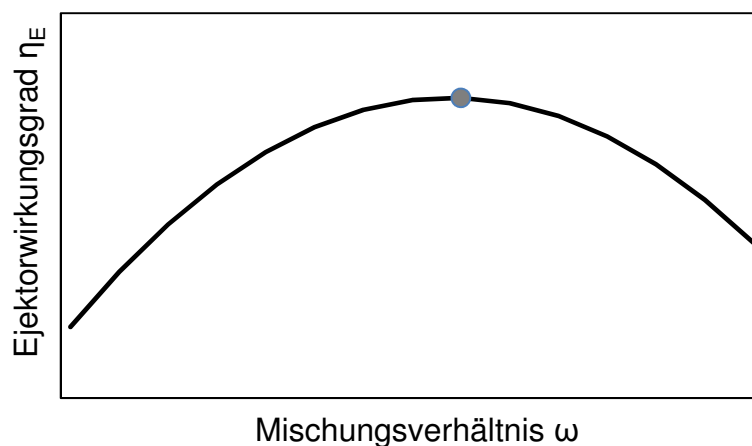


Abbildung 34: Theoretischer Ejektorwirkungsgrad in Abhängigkeit von  $\omega$

Die am Prüfstand gemessenen<sup>83</sup> Wirkungsgrade des Flüssigstrahlejektors sind in Abbildung 35 für die jeweiligen Treib- und Gegendrücke dargestellt. Erkennbar ist, dass der **Ejektorwirkungsgrad** über die gesamte Messmatrix mit **steigendem Mischungsverhältnis** sowie mit **steigendem Gegendruck** zunimmt. Dies bedeutet, dass das optimale Mischungsverhältnis, wie in Abbildung 34 dargestellt, in keinem Betriebspunkt angefahren wird. Eine weitere Erhöhung des Mischungsverhältnisses führt in jedem Betriebspunkt zum Zusammenbruch des Saugdruckes und kann aufgrund des Prüfstandsbaus nicht feiner gestuft gefahren werden. Lediglich bei einem Treibdruck von 12 bar und einem Gegendruck von 2,5 bar ist ein degressiver Trend im Wirkungsgradverlauf zu erkennen. Weiterhin ist den Diagrammen das maximal mögliche Mischungsverhältnis über den untersuchten Bereich zu entnehmen. Die höchsten Mischungsverhältnisse liegen bei einem Treibdruck von 12 bar. Bei geringen Treibdrücken reicht der Treibmassenstrom nicht aus, um höhere

<sup>83</sup> Gemessene Werte mit interpoliertem Verlauf.

Mischungsverhältnisse zu realisieren. Untersuchungen zur Treibstrahlgeometrie haben ergeben, dass sich der Treibstrahl aufgrund der Fertigungstoleranzen (Treibdüsendurchmesser  $\varnothing_{\text{treib}} = 0,45 \text{ mm}$ ) in Abhängigkeit des Treibdruckes unterschiedlich ausformt. Hierdurch kommt es bei hohen Treibdrücken zu erhöhten Reibungsverlusten im Mischrohr bzw. zum Aufprall auf den Einlaufkonus, wodurch sich die Saugleistung des Ejektors verschlechtert. Ergebnisse zur Treibstrahluntersuchung können Abbildung A13 im Anhang entnommen werden.

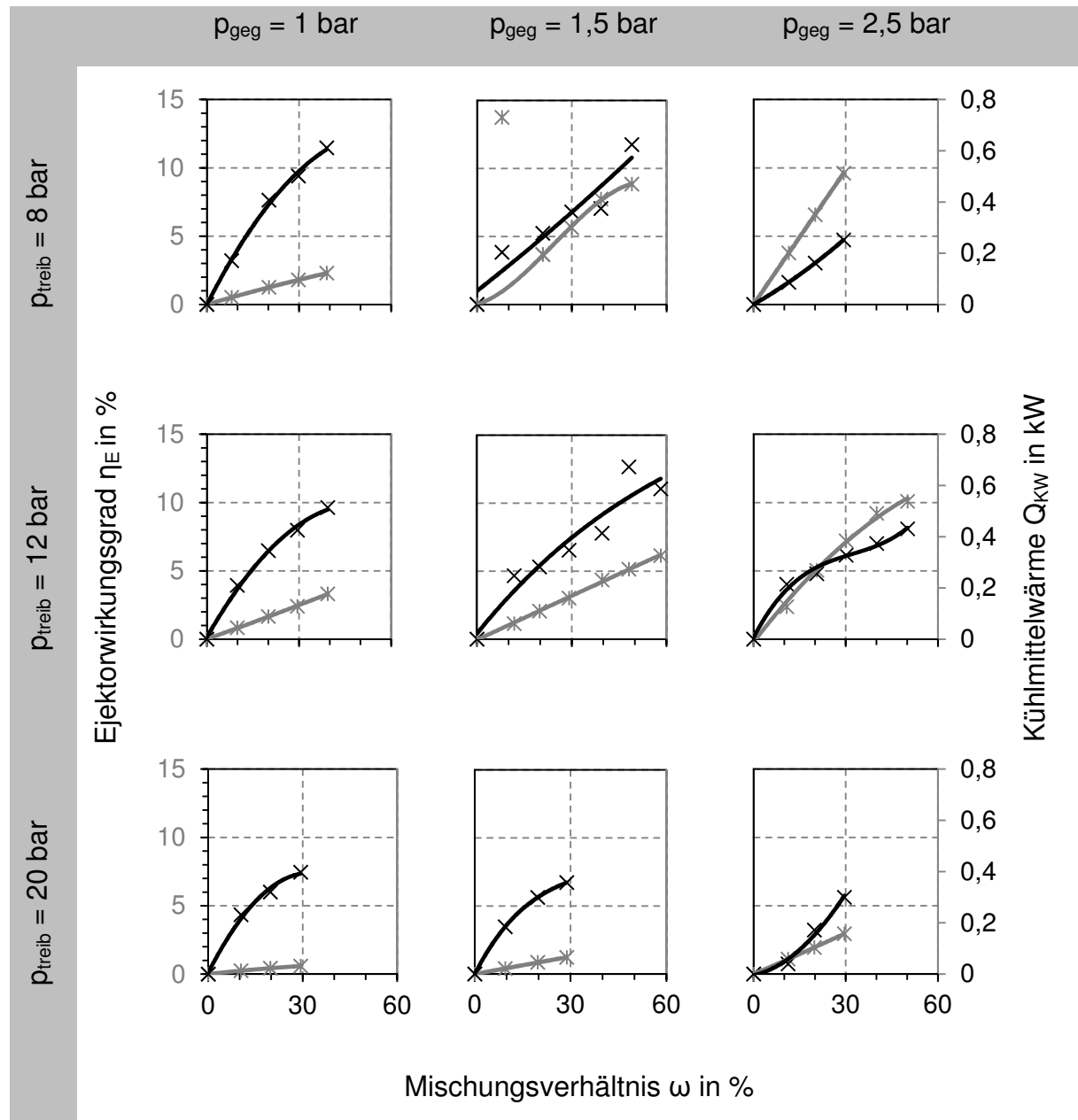


Abbildung 35: Messergebnisse Ejektorwirkungsgrad

Die in den Versuchen übertragene Wärme aus dem Kühlmittel liegt im Bereich von 40 W und 610 W und demnach weit entfernt von den nach theoretischer Betrachtung

zu erzielenden Wärmeströmen. Insgesamt können für den untersuchten Ejektor Wirkungsgrade von bis zu 10 % im Bestpunkt ausgewiesen werden.

#### 4.1.5 Ergebnisinterpretation

Untersucht wird ein Ansatz zur zusätzlichen Aufnahme von **Kühlmittelwärme** mithilfe eines Ejektors und die damit einhergehende **Leistungssteigerung** eines Basis-ORC zur Nutzung der Abgaswärme. Dieser sieht vor, die Verdampfung des Arbeitsmediums durch das Kühlmittel bei Temperaturen von 90 °C über das Absenken bzw. Aufspannen eines dritten Druckniveaus zu ermöglichen. Dies entspricht gleichzeitig der Umsetzung einer Art Verdampfungskühlung, die eine Entlastung des Kühlsystems mit zusätzlicher Energieausbeute über Rankine-Prozess realisiert.

Die Ergebnisse der modellbasierten Kreislaufberechnung zeigen nur ein **geringes Potenzial** zur Steigerung des Wirkungsgrades des betrachteten ORC. Die experimentelle Untersuchung des Flüssigstrahlejektors bestätigt den im theoretischen Teil ermittelten **schlechten Wirkungsgrad** eines Ejektors und zeigt darüber hinaus weitere Nachteile auf. Demnach arbeitet der Ejektor in einem sehr **schmalen Betriebsbereich**, welcher stark von den äußeren Randbedingungen abhängig ist. Unter transienten Randbedingungen, wie sie beim Einsatz eines ORC im kraftfahrttechnischen Bereich vorkommen, schnürt der Ejektor den Betriebsbereich des Kreislaufs in der untersuchten Verschaltung zulasten der Effizienz ein.

Anders sieht es beim Einsatz eines Ejektors dort aus, wo Energie ohnehin ungenutzt aus dem Kreislauf abgeführt werden muss bzw. nicht die Wirkungsgradsteigerung des ORC sondern des gesamten Motorenumfelds inkl. ORC im Fokus steht. Eine Möglichkeit zur wirkungsgradsteigernden Einbindung eines Ejektors in den Basis-ORC wird im folgenden Kapitel angerissen und dient als Ausgangspunkt für weitere Untersuchungen



### 4.1.6 Potentielle Folgeuntersuchungen

Wie in den vorangegangenen Kapiteln aufgezeigt, ist die Wirkungsgradsteigerung eines CRP zur gemeinsamen thermischen Rekuperation aus dem Kühlwasser und Abgas nur unter Einbußen der Netto-Systemleistung möglich. Zu Beginn dieses Kapitels wird eine Ejektor-Kreislaufverschaltung zur **Klimatisierung** [69] vorgestellt. Einen ähnlichen Ansatz verfolgen Ramsperger et al. [88] und Kadunic et al. [89] im Zusammenhang mit dem FVV-Projekt Heat2Cool [90]. Ein Ansatz ist die Integration der Ejektorverschaltung zur **Ladeluftkühlung** in den Basis-Rankine-Kreislauf in **Reihe** (vgl. Abbildung 7) bzw. **parallel** (vgl. Abbildung 8) zur Expansionsmaschine. Ausgehend vom Basiskreislauf würden sich für den Betrieb des Ejektors u.a. die beiden in Abbildung 36 gezeigten Möglichkeiten ergeben.

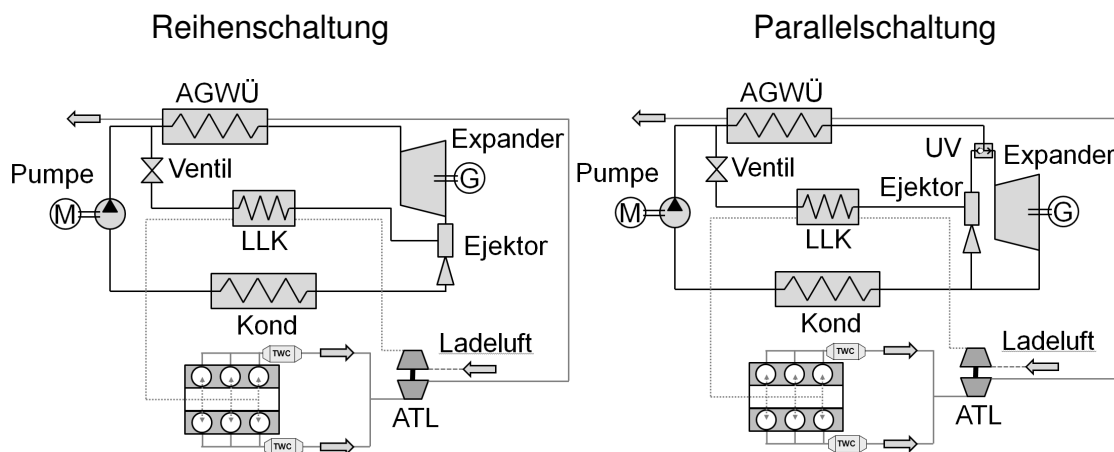


Abbildung 36: Ejektorkreisläufe zur Ladeluftkühlung

Bei Betrieb des Ejektors nach der Expansionsmaschine (**Reihenschaltung**) wird partiell auf die theoretisch erzielbare Expanderleistung verzichtet und ein Teil der möglichen Enthalpiedifferenz stattdessen im Ejektor zur Erzeugung der Saugleistung verwendet. Der über den Abgasturbolader (ATL) verdichteten Ladeluft wird im Ladeluftkühler (LLK) Wärme entzogen und dem Arbeitsmedium auf der Saugseite des Ejektors zugeführt. Voraussetzung wäre eine weitere Absenkung der Kondensationstemperatur, um ausreichend Exergie für den Betrieb des Kältekreislaufes zur Verfügung stellen zu können. Abbildung 37 zeigt den Arbeitsmediumszustand (Temperatur und Dampfgehalt) nach der Expansionsmaschine, gemessen im Basis-Rankine-Kreislauf in einem repräsentativen Fahrzyklus. Abbildung 38 zeigt den dazugehörigen, theoretisch für den Betrieb des Ejektorkältekreislaufes in Reihenschaltung zur Verfügung stehenden Wärmestrom, bei einer Kondensationstemperatur von 60 °C.

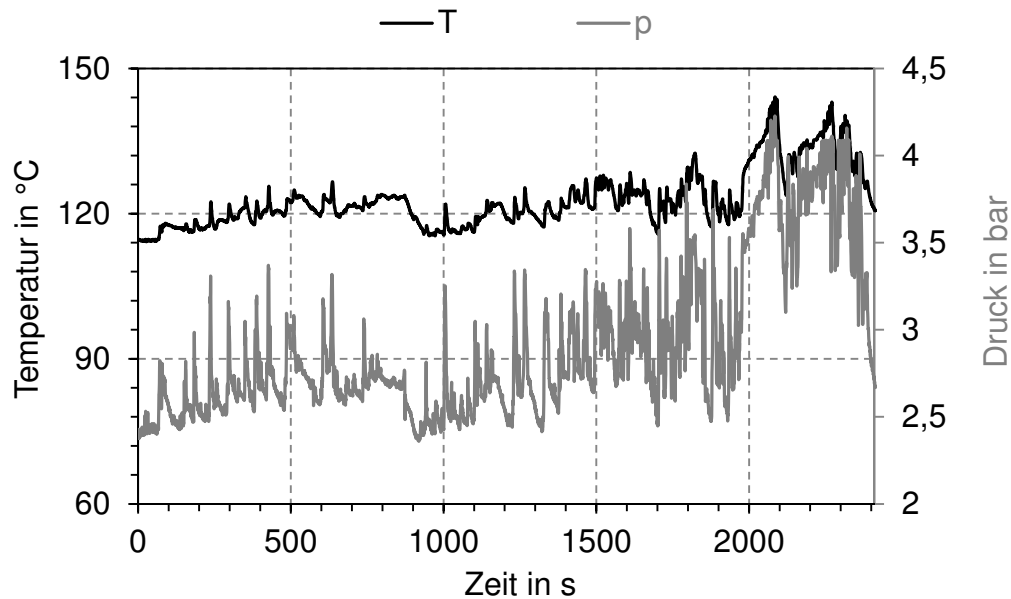


Abbildung 37: Thermodynamischer Zustand nach Expansionsmaschine im Zyklus

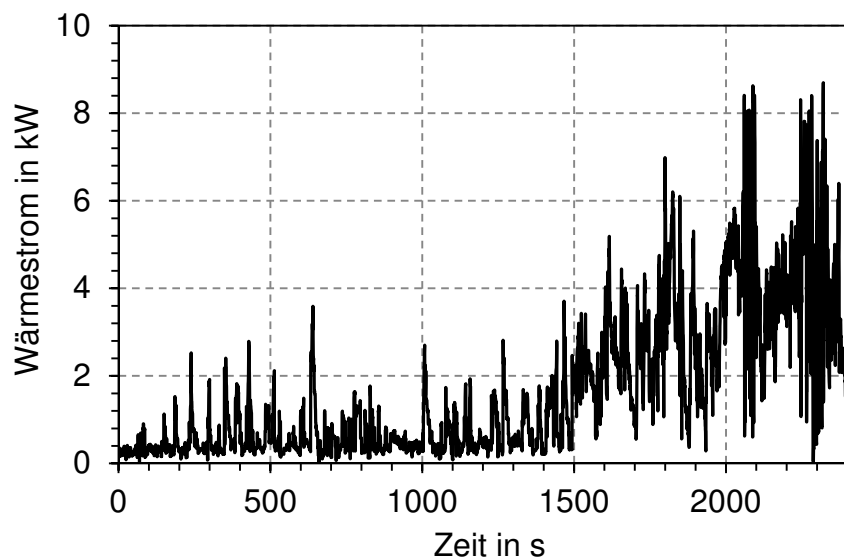


Abbildung 38: Theoretisch verfügbarer Wärmestrom für Ejektor in Reihenschaltung

Demnach würde sich für den Betrieb des Kältekreislaufes in diesem Zyklus bei Absenkung der Kondensationstemperatur von 90 °C auf 60 °C ein mittlerer Antriebswärmestrom von 1,61 kW sowie ein maximaler Antriebswärmestrom von rund 8,5 kW ergeben. In [89] sind durch experimentelle Versuche Kälteleistungen zwischen 1 kW und 6 kW bei entsprechenden Antriebswärmeströmen zwischen 16 kW und 27 kW nachgewiesen. Die **Reihenschaltung** zum konventionellen Rankine-Kreislauf würde, unter gegebenen Randbedingungen und der zur Verfügung

stehenden Wärmemenge, demnach nur maximal die **Hälfte** an Kälteleistung erzeugen.

Die zweite Möglichkeit wäre eine **Parallelschaltung** (Abbildung 36 rechts) des Kältekreislaufs zum konventionellen Rankine-Kreislauf. Je nach motorseitiger Anforderung kann über das Umschaltventil einer der beiden Kreisläufe gefahren und somit je nach Bedarf elektrische/mechanische Leistung oder Kälteleistung zur Ladeluftkühlung erzeugt werden. In diesem Fall steht derselbe Wärmestrom für den Betrieb des Kältekreislaufes wie zum Betrieb des Rankine-Kreislaufes zur Verfügung. Um die beiden Kreisläufe miteinander vergleichen zu können, liegt auch dieser Betrachtung eine abgesenkte Kondensationstemperatur von 60 °C zugrunde. Abbildung 39 zeigt den thermodynamischen Zustand des Arbeitsmediums, gemessen im Zyklus, jedoch vor Umsetzung in der Expansionsmaschine in mechanische Leistung. In Abbildung 40 ist der entsprechende theoretische Wärmestrom für den Betrieb des Kältekreislaufes dargestellt.

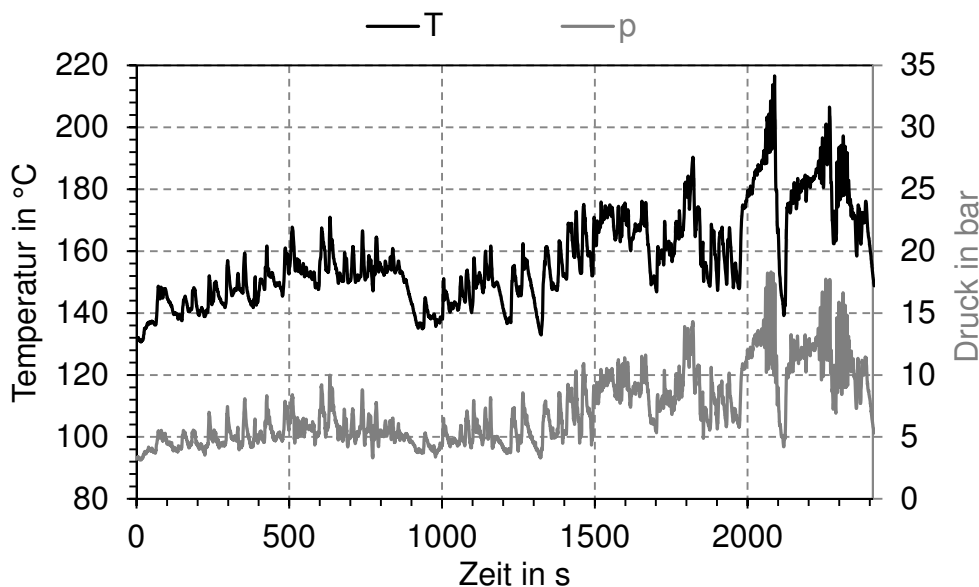


Abbildung 39: Thermodynamischer Zustand des Arbeitsmediums nach AGWÜ

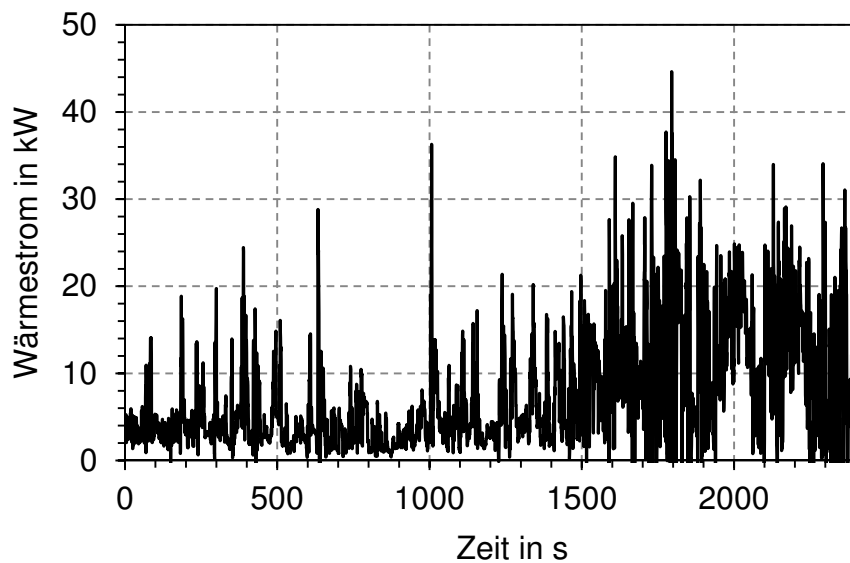


Abbildung 40: Theoretisch verfügbarer Wärmestrom für die Parallelschaltung

Im Mittel würde bei dieser Verschaltung ein theoretischer Wärmestrom von ca. 7,28 kW für den Antrieb des Kältekreislaufes zur Verfügung stehen. Mit einem Wärmestrom von ca. 35 kW im oberen Bereich des Zyklus liegt die Leistung bei der des in [89] beschriebenen Aufbaus bei ca. 3 kW.

In Abbildung 41 sind der in [89] vorgestellte Kreislauf mit R134a (links) sowie derselbe Kreislauf unter Verwendung des untersuchten Arbeitsmediums (rechts) dargestellt. Unter Verwendung eines Gemisches ist der Saugdruck mindestens auf 135 mbar abzusenken, um das Medium unter denselben gegebenen Randbedingungen ( $T_{LL,ein} = 40\text{ °C}$ ) auf einen Dampfgehalt von ca.  $x = 0,23$  verdampfen zu können.

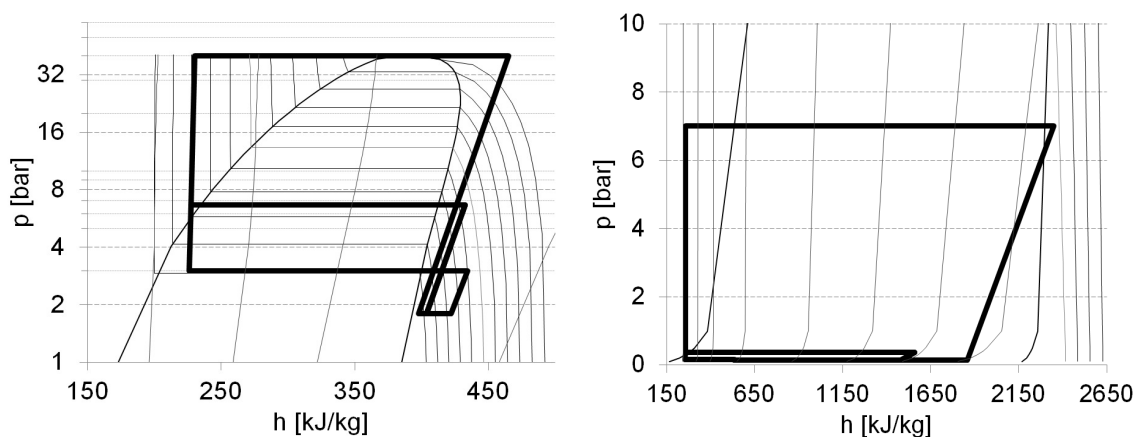


Abbildung 41: Parallel-EORC links: R134a, rechts: Arbeitsmedium

Abschließend lässt sich für diese Kreislaufverschaltung aufgrund des dem Kältekreislauf zur Verfügung stehenden Wärmestroms ein **ausreichendes Potenzial** zur Wirkungsgradsteigerung des herkömmlichen Rankine-Kreislaufes nachweisen. Allerdings sollte über weiterführende Berechnungen der Einsatz verschiedener Arbeitsmedien untersucht werden.

## 4.2 Ausgleichsbehälter mit variablen Volumen

Der durch den instationären Betrieb beim Kraftfahrzeug bedingte, hochtransiente Wärmeeintrag führt im Betrieb, wie im Folgenden erläutert, zu einer **Verschiebung** des Arbeitsmediums innerhalb des Kreislaufes. Hierbei findet je nach Änderungsrichtung, d.h. in Richtung eines höherlastigen Betriebspunktes oder umgekehrt, eine Verschiebung des Arbeitsmediums zwischen Hoch- und Niederdruckteil des Systems statt. Je nach **Füllmenge**, Leitungsführung und **Gradient** der Änderung kann es unter Umständen zu einem **Abreißen** des Arbeitsmediummassenstromes kommen. Dies ist der Fall, wenn am Eintritt der Speisepumpe nicht mehr ausreichend Medium vorhanden ist oder infolge einer zu geringen **Unterkühlung**<sup>84</sup> **Kavitationseffekte**<sup>85</sup> am Pumpeneintritt auftreten.

In jedem Betriebspunkt ist daher eine bestimmte Füllmenge erforderlich, um einerseits im **stationären Betrieb** ein möglichst **großes Druckverhältnis** und andererseits unter **transienten Betriebsbedingungen** eine ausreichende **Unterkühlung** zu erzielen. Es sollte sich möglichst wenig Medium im Kreislauf befinden, um den Niederdruck gering zu halten, jedoch genug um auch unter transienten Bedingungen einen konstanten Massenstrom sicherzustellen. Die Befüllung des Systems stellt somit immer einen **Kompromiss** zwischen der Auslegung auf einen möglichst großen Betriebsbereich und der Optimierung der Füllmenge auf die maximale Leistung dar.

---

<sup>84</sup> Die Unterkühlung des Arbeitsmediums ist in erster Linie von der Austrittstemperatur des Arbeitsmediums am Kondensator sowie vom herrschenden Niederdruck und damit von der Füllmenge im System abhängig.

<sup>85</sup> Unter Kavitation wird die Bildung (und der Zerfall) von Dampfblasen in Fluiden verstanden wenn der statische Druck strömungsbedingt unter den Dampfdruck des Fluides fällt. An festen Oberflächen, wie z.B. Schiffsschrauben, kann es hierdurch zu Schädigungen des Materials kommen. In der Hydraulik führt Kavitation zur Minderung des Pumpenwirkungsgrades.

Der Effekt der **Medienverschiebung** kommt insbesondere beim Abstellen des Motors zum Tragen, da durch den fehlenden Wärmeeintrag im Abgaswärmeübertrager eine starke Verschiebung des Arbeitsmediums hin in den Hochtemperaturteil<sup>86</sup> des Systems stattfindet. Das Aufrechterhalten des Massenstroms durch den Abgaswärmeübertrager zum Schutz des Arbeitsmediums vor Übertemperatur durch **Wärmediffusion** aus dem heißen Abgasstrang ist unabdingbar. Dieser Zustand stellt somit den niedrigsten Betriebspunkt bzw. die untere Grenze des Betriebsbereiches dar. Bei einer übermäßigen Leistungsoptimierung der Füllmenge ist dieser Betriebsbereich deshalb besonders kritisch.

Abbildung 42 zeigt qualitativ die ideale Medienverteilung für einen stationären Betriebspunkt. Die vier Quadranten stellen die Volumina der beteiligten Komponenten dar und unterteilen den Kreislauf zum einen in einen Hoch- und Niederdruckteil und zum anderen jeweils vor und nach den Wärmeübertragern. In Abbildung 42 ist exemplarisch der Betrieb bei einem Dampfgehalt von  $x \geq 0$  angedeutet. Für eine detaillierte Auslegung der Füllmenge lassen sich den entsprechenden Quadranten die einzelnen Volumina der Systemkomponenten zuordnen.

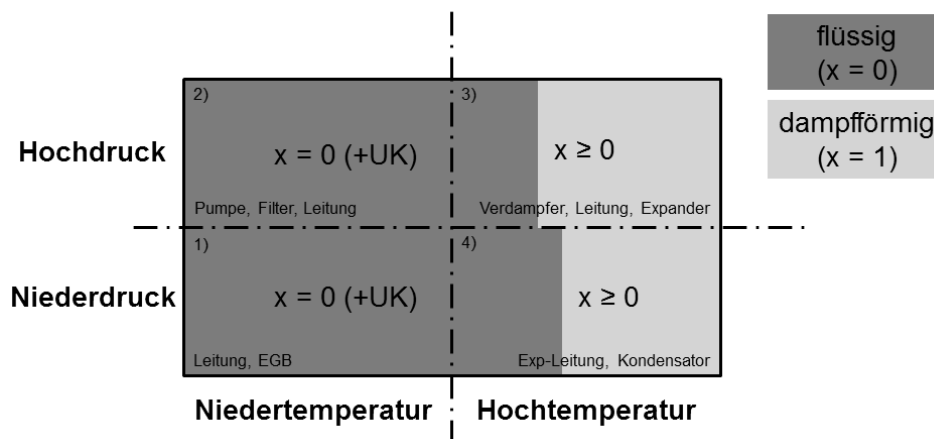


Abbildung 42: Dampfgehalt im stationären Betrieb

Im optimalen Betrieb ist das System vom Entgasungsbehälter bis zum Verdampfer (Quadrant eins und zwei) jeweils zu 100 % mit flüssigem Arbeitsmedium gefüllt. Zwischen Verdampferein- und Kondensatoraustritt (Quadrant drei und vier) ist das

<sup>86</sup> Durch den abnehmenden Dampfgehalt sammelt sich flüssiges Medium insbesondere in den großvolumigen Bauteilen wie der Expansionsmaschine und der Leitung zum Kondensator.

Volumen in Abhängigkeit des Dampfgehaltes nur zu einem gewissen Anteil mit flüssiger Phase gefüllt. Sind Systemvolumen und Zieldampfgehalt für einen Betriebspunkt bekannt, lässt sich die optimale Füllmenge für diesen Punkt annähernd bestimmen.

Befindet sich das System im Ruhezustand, so wird sich im gesamten System **Dampfdruck** einstellen. Für den mechanischen Aufbau ergibt sich hieraus die Anforderung einer hundertprozentigen Dichtheit<sup>87</sup>, um ein Eindringen von Fremdgasen zu vermeiden. Zu diesen gehören Gase welche bei Betriebsdruck der Anlage nicht kondensieren, wie z.B. Luft, Stickstoff, Wasserstoff, Helium, etc. [91]. Im Bereich der Kälteanlagen führt der Einschluss von Fremdgasen zu einer erhöhten Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters sowie zu einer Erhöhung des Druckniveaus. Derselbe Effekt des höheren Druckniveaus mindert die Leistungsabgabe im Rankine-Kreislauf.

Da sich ein solches Maß an Dichtheit in **beide Richtungen**<sup>87</sup>, vor allem unter Einfluss von Thermospannungen, in Realität nur sehr aufwändig realisieren lässt und um dem Problem der Masseverschiebung im Betrieb entgegenzuwirken, ist der Einsatz eines **variablen** Ausgleichsvolumens sinnvoll. Im Folgenden soll nun der Einsatz eines solchen Ausgleichsvolumens in Bezug auf Ruhedruck und der Möglichkeit zu Pufferung des Volumens im transienten Betrieb untersucht werden. Diese Pufferung bietet insbesondere die Möglichkeit auf den Niederdruck im Betrieb Einfluss zu nehmen.

#### 4.2.1 Möglichkeiten zur Beeinflussung des Innenvolumens im Betrieb

Der Einsatz einer Füllstand-Kompensationseinheit dient zur **Anpassung** der **Füllmenge**, sowohl im Betrieb, als auch im Ruhezustand des Systems. Prinzipiell wird auch bei solchen Ausgleichsvolumen zwischen **offenen** und **geschlossenen** Systemen unterschieden. In Tabelle 6 sind die verschiedenen Arten von Ausgleichsgefäßen nach Funktionsweise dargestellt. Im Falle des betrachteten CRP

---

<sup>87</sup> Aus einem geschlossenen System ergibt sich eine Anforderung an die Dichtheit sowohl im Über- als auch im Unterdruck.

und in Verbindung mit dem untersuchten Arbeitsmedium<sup>88</sup> ist der Einsatz eines geschlossenen Ausgleichsvolumens sinnvoll<sup>89</sup>, weshalb sich die weitere Untersuchung auf diese Art von Behältern fokussieren wird.

Tabelle 6: Ausgleichsgefäße

Bauart	Funktionsweise	variables Volumen	Vor-/Nachteile
<b>Kolben</b>	aktiv/passiv	ja	(-) Dichtheit
<b>Blase</b>	aktiv <sup>90</sup> /passiv	ja	(-) Werkstoff <sup>91</sup>
<b>Gefäß</b>	passiv	nein	(-) Fixes Volumen
<b>Balg</b>	aktiv <sup>92</sup> /passiv	ja	(+) Dichtheit
<b>Membran</b>	aktiv <sup>90</sup> /passiv	ja	(+) Packaging

Die Auswahl eines Ausgleichsvolumens erfolgt in erster Linie unter den Gesichtspunkten Packaging, Funktionsweise und Dichtheit gegenüber Umgebung sowie Gewicht und Kosten. Im Vorfeld ist jedoch die Möglichkeit zur Einflussnahme auf gepufferte Volumen zu definieren. Hierbei findet eine Unterscheidung zwischen aktiven<sup>92</sup> und passiven<sup>92</sup> Ausgleichsvolumen statt. Erstere bieten den Vorteil, das Systemvolumen während des Betriebs aktiv zu beeinflussen, erhöhen allerdings auch die Komplexität des Systems und damit den Regelungs-/Steuerungsaufwand.

<sup>88</sup> Der Siedepunkt des betrachteten Gemisches liegt unterhalb des Siedepunktes von reinem Wasser, weshalb der Druck des Mediums im betrachteten Temperaturbereich meist über dem Umgebungsdruck liegt. Dies würde bei offenen Systemen zum Austritt des Mediums führen.

<sup>89</sup> Bei Verwendung eines offenen Ausgleichsbehälters besteht im Zusammenhang mit den hohen Prozesstemperaturen die Gefahr des Verlustes von Arbeitsmedium an die Umgebung. Dies würde ein regelmäßiges Nachfüllen über die Betriebszeit erfordern.

<sup>90</sup> Mit der aktiven Einflussnahme auf das Puffervolumen ist in diesem Fall das Aufbringen eines Gegendrucks auf der Gasseite gemeint.

<sup>91</sup> Bei Ausführung des Ausgleichsgefäßes als Blase kommen polymere Werkstoffe zum Einsatz, bei denen eine Permeation des Arbeitsmediums nicht auszuschließen ist.

<sup>92</sup> Zu den aktiven Ausgleichsvolumen zählen solche, deren Innenvolumen über einen Aktuator verändert werden kann. Dies setzt eine entsprechende Steuerungs-/Regelungslogik voraus. Passive Ausgleichsvolumen puffern das Medium je nach Druckverhältnis zwischen Medien- und Gasseite. Einen Sonderfall bildet die o.g. aktive Beeinflussung des Gasdruckes.



Um der zu Beginn des Kapitels beschriebenen Anforderung an die Dichtheit des Systems gerecht zu werden und zur Vermeidung von Permeationsvorgängen<sup>93</sup> bietet sich der Einsatz eines wie in Abbildung 43 gezeigten Ausgleichsgefäßes mit Metallmembran an.

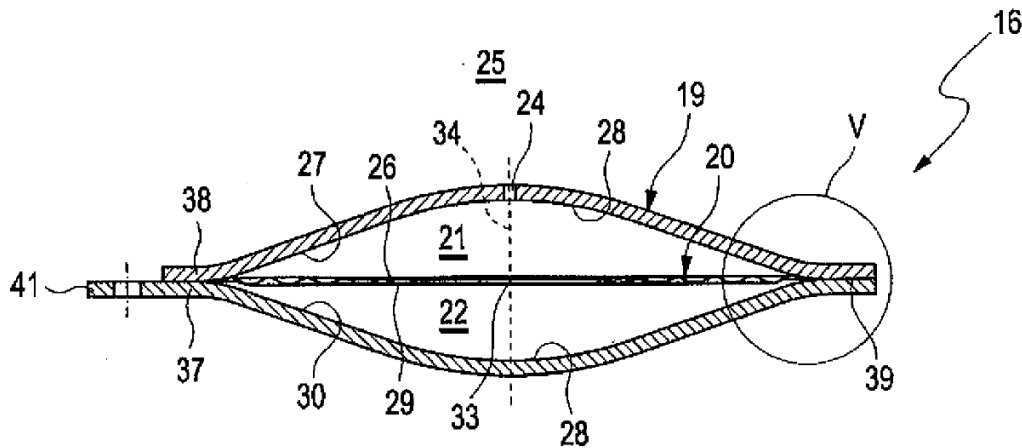


Abbildung 43: Füllstand-Kompensationseinheit mit Edelstahlmembran [92]

Die FKE besteht aus zwei Halbschalen, die zusammen mit der Membran jeweils das gas- und arbeitsmediumseitige Ausgleichsvolumen bilden. Bei entsprechender Auslegung des Innenvolumens der FKE ist diese im Ruhezustand des Systems arbeitsmediumseitig komplett entleert und das System vollständig flüssig gefüllt. Eine geringe Vorbefüllung der FKE unter **Standardbedingungen**<sup>94</sup> ist sinnvoll, um etwaigem Unterdruck bei sehr geringen Außentemperaturen entgegen zu wirken. Das Volumen des betrachteten Arbeitsmediums nimmt z.B. bei Abkühlung von +15 °C auf -20 °C um 1,98 % [79] ab. Für den Ruhezustand bedeutet dies, dass zu jeder Zeit Umgebungsdruck im System herrscht.

<sup>93</sup> Unter Permeation versteht man das Durchdringen eines Festkörpers durch ein Medium aufgrund eines Druck- bzw. Konzentrationsgradienten. Hierzu gehören Sorptions- und Diffusionsvorgänge. Die Permeabilität eines Feststoffes gibt dessen Grad der Durchlässigkeit in Bezug auf das verwendete Arbeitsmedium.

<sup>94</sup> Die dieser Arbeit zugrundeliegenden Standardbedingungen beziehen sich auf die in der ISO 2533 definierten Normatmosphäre ISA. In dieser ist der Normdruck auf Meereshöhe auf 1013,25 hPa und die Normtemperatur auf 288,15 K (15 °C) definiert.

## 4.2.2 Zusammenhang Atmosphärendruck und Systemdruck

Der Niederdruck im System ist sowohl im Ruhezustand, als auch im Betrieb von vielen Einflussfaktoren abhängig. Um die einzelnen Phänomene genauer beschreiben zu können, wird der Prozess ausgehend vom Ruhezustand bis hin zu einem bestimmten Betriebspunkt und wieder zurück zum Systemstop in mehrere Abschnitte unterteilt. Diese Abschnitte sind wie folgt definiert:

- Ruhezustand (System aus)
- Systemstart (Beginn der Verdampfung)
- Expanderstart
- Kondensationsdruck übersteigt Umgebungsdruck
- Optimaler Betriebspunkt
- Kleinerer Betriebspunkt
- Systemstopp

Abbildung 44 zeigt die einzelnen Zustände chronologisch geordnet. Das System sei zunächst mit reinem Wasser als Arbeitsmedium befüllt und mit einer zur Umgebung hin geöffneten FKE versehen. Im Ruhezustand sorgt diese für eine komplette Füllung des Systems mit Arbeitsmedium.

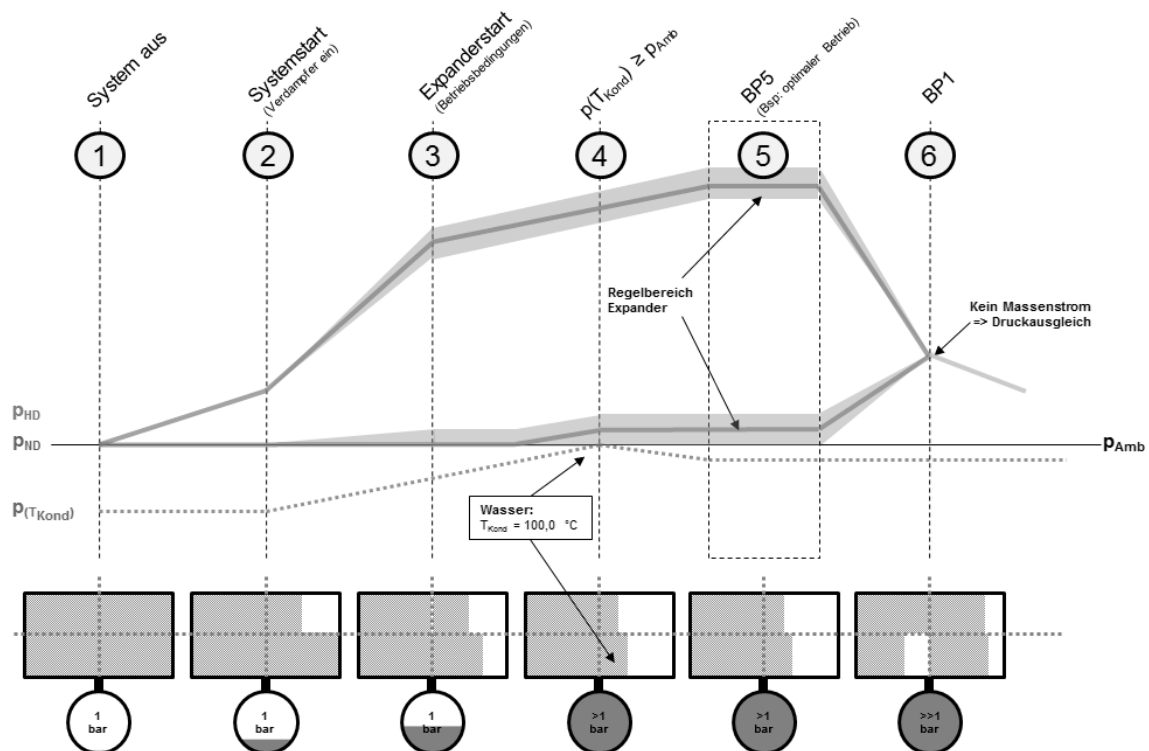


Abbildung 44: Systemverhalten mit einer FKE und Wasser als Arbeitsmedium

Ausgehend vom vorherrschenden **Umgebungsdruck im Ruhezustand** (1) beginnt bei Zuschalten des Abgaswärmeübertragers die Bildung einer **Dampfphase** bei ca. 100 °C am Wärmeübertrageraustritt. Das zunehmende Volumen dieser Dampfphase muss durch die FKE gepuffert werden (2). Sofern das zu puffernde Volumen das Innenvolumen der FKE nicht übersteigt, herrscht im Niederdruckteil des Systems Umgebungsdruck. Bei zu kleiner Auslegung der FKE würde bei Erreichen des **maximalen Puffervolumens** der Niederdruck zu steigen beginnen.

Fängt die Expansionsmaschine an zu arbeiten, stellt sich mit Beginn der Expansion und je nach Auslegung theoretisch ein höherer (bei Unterexpansion<sup>95</sup>) oder niedrigerer (bei Überexpansion<sup>95</sup>) Niederdruck ein. Bis zu einem gewissen Grad kann diese Druckerhöhung durch die FKE abgefangen werden (3).

Im Gegensatz zu stationären Rankine-Anlagen ist die Kondensationsleistung im betrachteten Aufbau nicht durch eine konstante Kühlmitteltemperatur bzw. einen Kühlmittelmassenstrom gegeben, sondern hängt **dynamisch** vom Betriebspunkt und somit vom motorseitigen **Wärmeeintrag** ab. Steigt die Kühlmitteltemperatur über die **Siedetemperatur des Arbeitsmediums bei Umgebungsdruck**, kann auch der Niederdruck im System nicht mehr unterhalb des Umgebungsdrucks liegen (4). Infolgedessen füllt sich die FKE komplett mit Arbeitsmedium (Membran liegt an der Halbschale an). Diese Grenze liegt bei Verwendung von **reinem Wasser** als Arbeitsmedium bei einer Kühlmitteltemperatur von ca. 100 °C.

Im stationären Betrieb (5) sind sowohl Hoch- als auch Niederdruck von verschiedenen **Einflussfaktoren** abhängig. Tabelle 7 gibt einen Überblick über die Haupteinflussfaktoren und in welcher Größenordnung sich, durch Variation, Einfluss auf den jeweiligen Druck nehmen lässt. Der Einfluss der einzelnen Komponenten lässt sich aufgrund der **Wechselwirkung** untereinander nur schwer abgrenzen. Wie in Abbildung 44 zu erkennen ist, lässt sich das Druckverhältnis bis zu einem gewissen Grad durch die **Ansteuerung des Expanders** beeinflussen. Dabei stellt die **Kühlmittel- bzw. Kondensationstemperatur** die untere Grenze des Niederdruckes dar. Die untere Grenze des Hochdruckes ist unter anderem durch die

---

<sup>95</sup> Bei der Unterexpansion wird das dampfförmige Arbeitsmedium nicht vollständig über die Expansionsmaschine entspannt. Der Austrittsdruck liegt über dem Kondensationsdruck, wodurch sich ein höherer Niederdruck im System einstellt. Bei der Überexpansion ist das Medium bereits vor Austritt aus der Maschine vollständig entspannt. Infolge der kontinuierlichen Arbeitsweise des Expanders wird das Medium bis zum Austritt weiter entspannt, wodurch sich am Expanderaustritt ein geringerer Druck als der Kondensationsdruck einstellt. Dies verschlechtert den Wirkungsgrad der Expansionsmaschine.

**Maximaldrehzahl** des Expanders gesetzt. Wird diese Drehzahl betriebsbedingt erreicht, so muss der Expander zum Schutz vor mechanischer Beschädigung gebremst werden, was zu einem Ansteigen des Hochdruckes führt.

Tabelle 7: Einflussfaktoren auf den Systemdruck

<b>Einflussfaktor</b>	<b>Funktion</b>	<b>Einfluss auf</b>	<b>Maß</b>
<b>Pumpe</b>	Fördern und verdichten	Spez. Volumen am AGWÜ-Austritt (träge) → Hochdruck	groß
<b>Abgas-Enthalpiestrom</b>	Wärmeeintrag	AM-Temperatur (direkt) → Hochdruck	sehr groß
<b>Abgastemperatur</b>	-	Max. AM-Temperatur (träge) → Hochdruck	mittel
<b>Expander</b>	Entspannung des Dampfes	Druckverhältnis	groß
<b>Kühlmittel-Enthalpiestrom</b>	Wärmeaustrag	Kondensationstemp. (direkt) → Niederdruck/Unterkühlung	gering
<b>KW-Temperatur</b>	-	Min. Kondensationstemp. → Niederdruck/Unterkühlung	groß
<b>Füllmenge vs. Innenvolumen</b>	-	Niederdruck	sehr groß
<b>FKE</b>	Ausgleich der Füllmenge	Niederdruck	sehr groß
<b>Entgasungsbehälter</b>	Abscheiden von Fremdgasen	Niederdruck	gering

Der letzte Systemzustand (6) stellt den „**kritischen**“ Betriebsbereich für die Auslegung der FKE dar. Wie bereits zu Beginn des Kapitels beschrieben, steht die Optimierung der Füllmenge auf die maximale Leistung im Fokus der Auslegung. Betrachtet man nun den Fall eines **negativen Gradienten im Wärmeeintrag**, so kommen zwei grundlegende Effekte zum Tragen.

Zum einen findet durch den fehlenden Wärmeeintrag eine Masseverschiebung hin zum Hochdruckteil statt. Diese ist durch den **Anstieg des spezifischen Volumens** (Absinken des Dampfgehaltes) bis hin zur flüssigen Phase im dritten und vierten Quadranten (siehe Abbildung 42) zu erklären. Zum anderen führt der Einbruch des Druckniveaus zu einem **Absinken des Niederdruckes**, was wiederum zu einer

Verringerung der Unterkühlung auf der Strecke zwischen Kondensator und Speisepumpe führt. Hierbei kann es zum Auftreten von **Kavitationseffekten** innerhalb der Speisepumpe kommen, was zu starken Schwankungen oder sogar zum Erliegen des Volumenstroms<sup>96</sup> führt. Infolgedessen kommt es zum Druckausgleich zwischen HD- und ND-Teil. Abbildung 45 veranschaulicht das Phänomen anhand einer Messung am System der ersten Generation ohne FKE (vgl. Abschnitt 2.2).

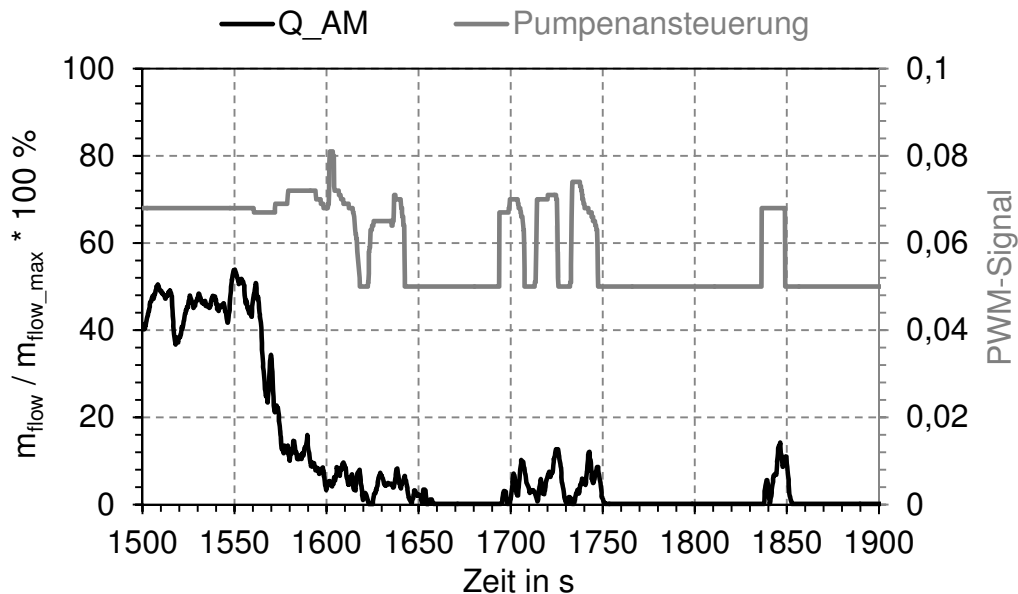


Abbildung 45: Massenstromeinbruch bei Wegschalten der Wärmequelle

Nach Abstellen des Motors bei 1550 s bricht der Arbeitsmedium-Massenstrom über einen Zeitraum von ca. 50 s kontinuierlich zusammen und lässt sich durch Erhöhung der **Pumpenansteuerung**<sup>52</sup> (1690 s bis 1750 s) nur kurzfristig aufrechterhalten.

Abbildung 46 zeigt das Systemverhalten mit einer zur Umgebung **offenen FKE** und dem untersuchten Arbeitsmedium. Entscheidender Unterschied zur Verwendung von reinem Wasser ist der niedrigere **Siedepunkt** und daraus resultierende höhere Druck. Dieser ist bei Gemischen abhängig vom **Dampfgehalt**<sup>46</sup> und liegt schon bei Temperaturen unterhalb 100 °C (vgl. Zustand 4 mit reinem Wasser) oberhalb des Umgebungsdruckes.

<sup>96</sup> Im Diagramm bezogen auf den im Zeitfenster gemessenen maximalen Volumenstrom.

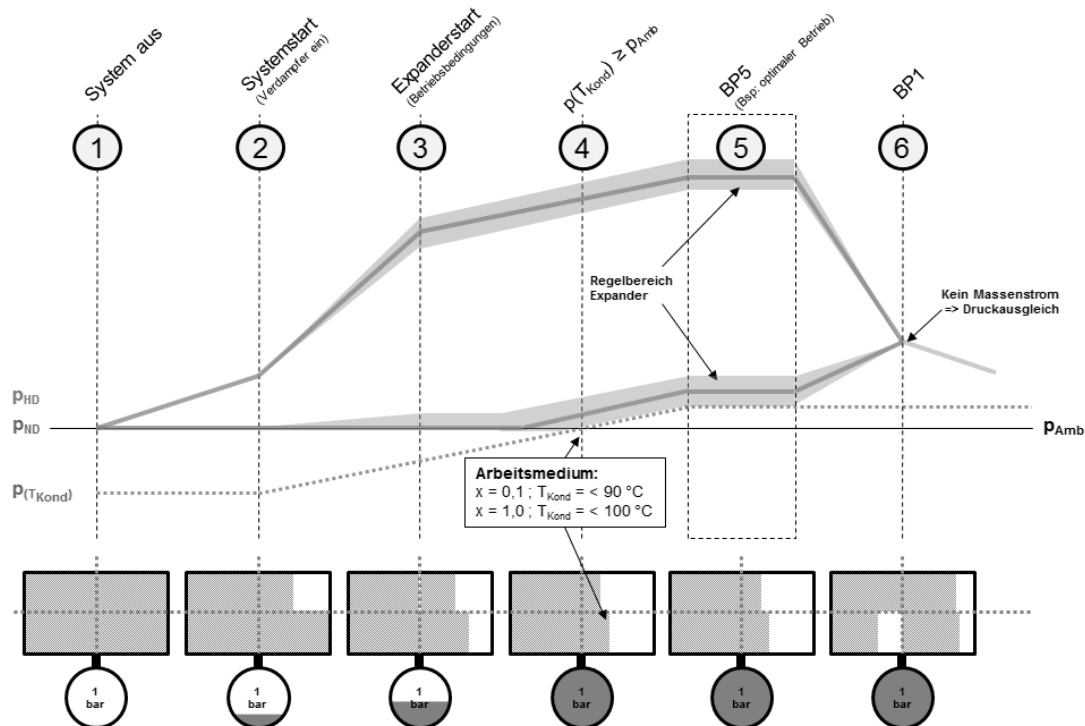


Abbildung 46: Systemverhalten mit einer FKE und Wasser/FM als Arbeitsmedium

Im betrachteten Fahrzeug regelt das Motormanagement die **Kühlmitteltemperatur** betriebspunktabhängig auf mindestens 80 °C. Bei Verwendung des Kühlmittels zur Wärmeabfuhr aus dem Kreislauf hat diese Regelung somit einen entscheidenden Einfluss auf den **Niederdruck** des Systems. Spätestens bei Überschreiten der **Verdampfungstemperatur** liegt der Niederdruck des Systems oberhalb des Umgebungsdruckes. Die FKE ist somit im gesamten Betriebsbereich, unabhängig von Füllmenge und Komponentensteuerung, komplett mit Arbeitsmedium gefüllt. Infolgedessen kann es zu einem kritischen Betriebsverhalten bei einem negativen Gradienten im Wärmeeintrag oder insbesondere bei **Überdimensionierung** der FKE kommen.

Bei dieser Systemkonfiguration in Kombination mit dem untersuchten Gemisch ist deshalb eine **Abtrennung** des gasseitigen Volumens der FKE gegenüber der Umgebung sinnvoll. Dies bewirkt einen **Druckanstieg** im Gasvolumen bei Pufferung des Arbeitsmediums und somit herrscht zu jederzeit derselbe Druck sowohl im Arbeitsmedium als auch auf der Gasseite. Bei Absinken des Niederdrucks wird folglich Arbeitsmedium aus der FKE freigegeben.

Zusätzlich bietet dieser Aufbau die Möglichkeit, dem System eine „**Vorspannung**“ durch einen entsprechend angehobenen **Gasdruck** aufzuprägen. Die FKE beginnt somit erst Arbeitsmedium zu puffern, wenn der Niederdruck den gasseitigen

Vorspannungsdruck übersteigt. Bei Aufbringen eines Vordruckes ist jedoch auf der Gasseite konstruktiv ein **zusätzliches Ausgleichsvolumen** vorzusehen, da bei einem symmetrischen Aufbau, wie in Abbildung 43 gezeigt, der Gasdruck je nach Gas annähernd quadratisch mit dem gepufferten Medienvolumen ansteigt. Um den Niederdruck im System unabhängig davon möglichst **konstant** zu halten, ist ein Ausgleichsgefäß mit sehr **großem Volumen** ideal. Da sich dies aus Gründen des Packagings nur schwer realisieren lässt, ist die Auslegung des Gasausgleichsvolumens im Hinblick auf den abzudeckenden Betriebsbereich ein wichtiger Teil der FKE-Auslegung. Abbildung 47 veranschaulicht das Systemverhalten bei Einsatz eines Ausgleichsgefäßes mit Vorspannung.

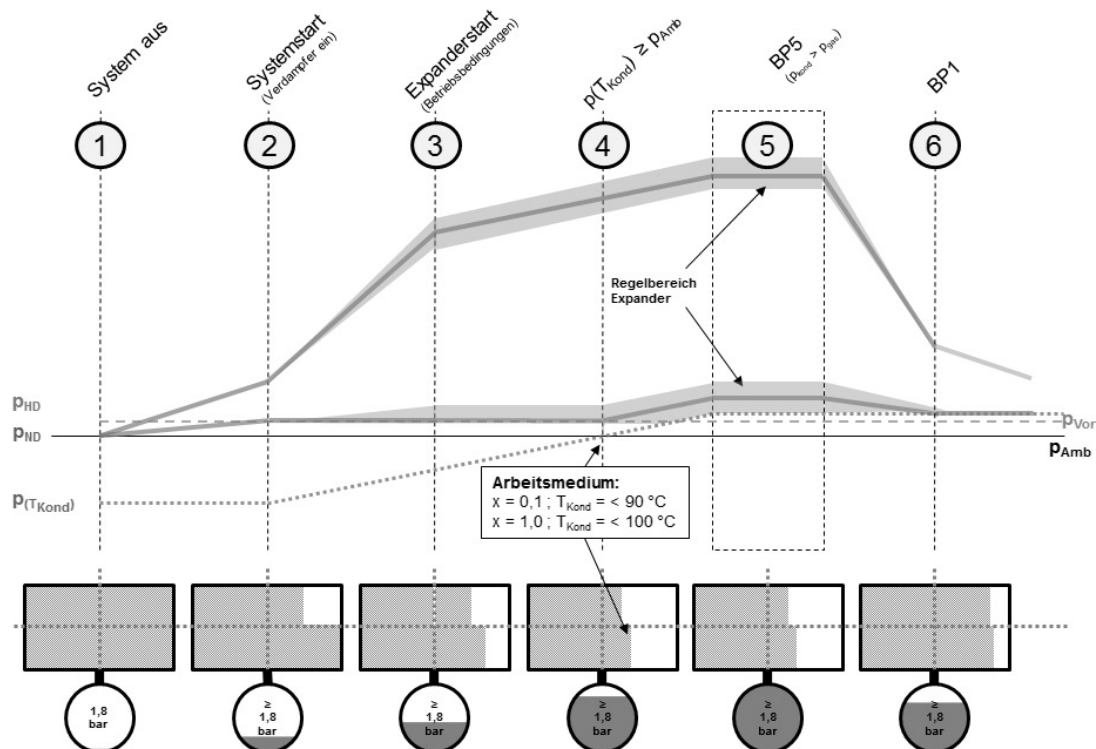


Abbildung 47: Systemverhalten mit Vorspannung und Wasser/FM als Arbeitsmedium

Für das Aufbringen des gasseitigen Vordruckes eignen sich eine Reihe **technischer Gase**. Die Auswahl des Gases richtet sich in erster Linie nach dem sich bei **Verdichtung** einstellenden Druck im Bereich der **Betriebstemperatur**. Neben den technischen Gasen ist der Einsatz von **Kältemitteln** denkbar. Diese bieten den Vorteil des **Phasenwechsels** bzw. des Betriebs im **Zweiphasengebiet** im Arbeitsbereich der FKE. Es ergibt sich somit die Möglichkeit, den Niederdruck

unabhängig vom Puffervolumen annähernd<sup>97</sup> konstant zu halten. Eine Untersuchung geeigneter Gase und Kältemittel findet in Abschnitt 4.2.3 statt.

Ein weiterer Vorteil des Aufbringens einer Vorspannung auf das System liegt im Bereich der **Warmlaufphase** des Systems. Je nach Isolation und Betrieb des Systems kann es in dieser Phase unter Umständen zu einer schnelleren Erwärmung des Kühlmittels gegenüber dem Arbeitsmedium kommen. Dabei überwiegt zunächst der Wärmeeintrag des Kühlmittels dem des Abgases, was in diesem Betriebsbereich zu einer Verringerung der **Unterkühlung** führt. Dies begünstigt das Auftreten von **Kavitationseffekten** und führt zu **Schwankungen** des Arbeitsmedium-Massenstromes. Vor allem bei Betrieb ohne FKE im Vakuum neigt die Speisepumpe in diesem Betriebsbereich zum Kavitieren. Durch das Ansteigen des Niederdruckes auf den Vorspannungsdruck nach vollständiger Füllung der geöffneten FKE lässt sich dieser Effekt vermeiden.

### 4.2.3 Auslegung der Füllstand-Kompensationseinheit

Um bei der Auslegung eine Abdeckung des gesamten Betriebsspektrums sicherzustellen, werden neben der Kenntnis über das Systeminnenvolumen die jeweiligen Randbedingungen der beiden Betriebspunkte benötigt. Das Systeminnenvolumen setzt sich aus den Volumen der einzelnen Komponenten und Verbindungsleitungen zusammen.

$$V_{\text{System}} = \sum V_{\text{Komponenten}} + \sum V_{\text{Leitungen}} \quad \text{Gl. 4.42}$$

Zur Berechnung des zu puffernden Arbeitsmediums ist zunächst die Füllmenge an Arbeitsmedium zu ermitteln. Diese ergibt sich aus der Differenz von System- und Ölvolumen. Das zu puffernde Arbeitsmedium lässt sich anschließend aus der Befüllung im Ruhezustand und dem Dampfvolumen im Betrieb berechnen.

Die Füllmasse an Arbeitsmedium ergibt sich nach:

$$M_{\text{AM}} = \left( V_{\text{System}} - M_{\text{Öl}} \cdot \rho_{\text{Öl}(T_1, p_1)} \right) \cdot \rho_{\text{AM}(T_1, p_1)} \quad \text{Gl. 4.43}$$

---

<sup>97</sup> Durch die strahlungsbedingte Erwärmung des Gasausgleichsvolumens (bei Anbringung im Bereich der Abgasanlage) und damit des Kältemittels steigt die Vorspannung im System.



Zur Ermittlung des effektiven Dampfvolumens ist zunächst die Menge an Öl zu ermitteln, die sich im Betrieb in den **dampfführenden Komponenten** des Systems befindet. Das Ölvolumen ist von diesem Volumen abzuziehen, da das Öl nicht verdampft, sondern lediglich durch die Strömung mitgerissen wird. Die im Umlauf befindliche **Ölmenge** ist vom **Betriebspunkt** und damit von den herrschenden Randbedingungen wie Temperatur, Druck und Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Der prozentuale Anteil des umlaufenden Öls lässt sich mithilfe einer Ölumlaufmessung<sup>98</sup> bestimmen und liegt für das betrachtete System im Bereich von 3 % bis 10 % je nach Betriebszustand (Ergebnis der Ölumlaufmessung siehe Abbildung A12 im Anhang). Zur Ermittlung des im Betrieb umlaufenden Ölvolumens wird zunächst dieselbe **anteilige Ölmenge** in den einzelnen Systemkomponenten im Ruhezustand und im Betrieb angenommen. Damit ergibt sich das effektive Volumen im Betrieb zu:

$$V_{\text{eff}} = \sum V_i - \sum (M_{\text{Öl,um}} \cdot \rho_{i(T_i, p_i)}) \quad \text{Gl. 4.44}$$

mit

i = dampfführende Komponenten

Die umlaufende Ölmasse  $M_{\text{Öl,um}}$  ergibt sich aus der Summe der Einzelmassen als prozentualer Ölanteil  $\omega_{\text{Öl}}$  der jeweiligen Komponentenvolumen  $V_K$ .

$$M_{\text{Öl,um}} = \sum (V_K \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \omega_{\text{Öl}}) \quad \text{Gl. 4.45}$$

Für das betrachtete System ergibt sich nach Gl. 4.45 und aus der Ölumlaufmessung eine umlaufende Ölmasse von 19 %<sup>99</sup> bis 64 %<sup>100</sup> des eingefüllten Öls in den beiden untersuchten Betriebspunkten. Der Rest des im System befindlichen Öls lagert sich in schlecht durchströmten Ecken der Komponenten und Leitungen ab, wird aber zur einfacheren Berechnung dem Expander zugeschrieben. Durch konstruktive Maßnahmen kann sichergestellt werden, dass kein Öl in der FKE gepuffert wird.

<sup>98</sup> Um die umlaufende Ölmenge zu bestimmen, wird während des Betriebs ein Leitungsabschnitt über zwei Ventile abgesperrt, das Medium über einen Bypass geleitet und anschließend das Volumen des ausgeschleusten Öls bestimmt (siehe Abbildung A12).

<sup>99</sup> Bei umlaufender Ölmasse von 3 %

<sup>100</sup> Bei umlaufender Ölmasse von 10 %

Mithilfe der Komponentenvolumen und der Füllmassen im Ruhezustand sowie der Masse des umlaufenden Öls und den entsprechenden Zustandsgrößen lässt sich die im Betrieb umlaufende Masse an Arbeitsmedium berechnen.

Das zu puffernde Volumen ergibt sich aus der Differenz von Befüll- und Betriebsmasse in Abhängigkeit von Druck und Temperatur des gepufferten Mediums. Für das System liegt das im betrachteten Betriebspunkt zu puffernde Medium bei ca. 1000 ml, was ca. 70 % des Systemvolumens entspricht.

Die Menge des zu puffernden Arbeitsmediums verringert sich um die Menge des Öls im System. Für den realen Betrieb und die Auslegung der FKE bedeutet dies, dass **Füllmenge** und **Ölumlaufl** einen **deutlichen Einfluss** auf das zu puffernde Volumen haben. Für das betrachtete System verringert sich das zu puffernde AM-Volumen je nach eingefüllter Ölmenge und Umlaufgrad um bis zu 10 %.

### Gasseitiges Ausgleichsvolumen

Nach Berechnung des benötigten Puffervolumens findet die Auslegung des gasseitigen Ausgleichsvolumens statt. Im Folgenden soll nun ein Systemaufbau mit zwei FKE im **oberen Auslegungspunkt** betrachtet werden. Beide FKE besitzen das gleiche Innenvolumen von 400 ml, wobei eine FKE gasseitig gegenüber der **Umgebung** geöffnet und die zweite mit einem **Gasausgleichsvolumen** versehen ist.

Das sich aus den vorangegangenen Berechnungen ergebende zu puffernde Arbeitsmediumvolumen teilt sich demnach unterschiedlich auf die beiden Ausgleichsvolumen auf. Von Beginn des Systembetriebs bis hin zum Erreichen des maximalen Puffervolumens wird das durch das Dampfvolument verdrängte Arbeitsmedium in der zur Umgebung hin geöffneten FKE gepuffert. Dieser Zustand wird spätestens bei Erreichen der **Verdampfungstemperatur** des Arbeitsmediums erreicht. Nach Erreichen der **Puffergrenze** der ersten FKE steigt der Niederdruck auf den **Vorspannungsdruck** des gasseitigen Ausgleichsvolumens. Von hieran folgt der Niederdruck dem **Druckverhalten des Gases** in Abhängigkeit des gepufferten Volumens.

Je nach Positionierung des Ausgleichsvolumens, insbesondere im Bereich der Wärmeübertrager, kann es im Betrieb zu einer **Erwärmung des Gases** durch **Strahlungswärme** von außen und durch **Wärmeleitung** durch das Arbeitsmedium kommen. Deshalb ist die Auslegung des gasseitigen Volumens anhand definierter

**Temperaturgrenzen** zielführend. Zur Erstellung der Kennlinie des oberen und unteren Betriebsbereichs ist zunächst die Gasmasse  $M_{\text{Gas}}$  bei Befüllung wie folgt zu ermitteln.

$$M_{\text{Gas}} = \rho_{\text{Gas}(p,T)} \cdot (V_{\text{FKE}} + V_{\text{ausg}}) \quad \text{Gl. 4.46}$$

Der sich einstellende Druck im Betrieb ergibt sich nach [79] anhand der Gastemperatur und des spezifischen Volumens.

$$p_{\text{Gas}} = f(T, v_{\text{komp}}) \quad \text{Gl. 4.47}$$

mit

$$v_{\text{komp}} = \frac{(V_{\text{FKE}} - V_{\text{AM}} + V_{\text{ausg}})}{M_{\text{Gas}}} \quad \text{Gl. 4.48}$$

Die Ermittlung der Betriebskennfelds erfolgt anhand der beiden Temperaturen von 15 °C nach **Normatmosphäre**<sup>94</sup> und 90 °C im Betrieb. Abbildung 48 zeigt für eine Auswahl der untersuchten Gase jeweils den Verlauf des Druckes in Abhängigkeit des gepufferten Volumens für die betrachteten Temperaturbereiche.

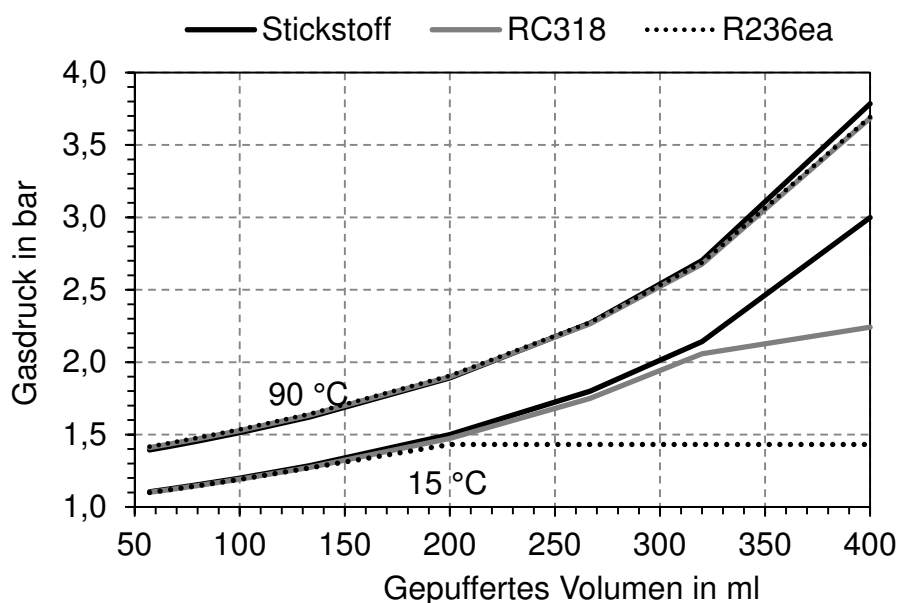


Abbildung 48: Gasdruck versch. Medien in Abhängigkeit des gepufferten Volumens

Bei Einsatz von **Stickstoff** ist der **quadratische Verlauf** des Gasdrucks zwischen 15 °C und 90 °C in Abhängigkeit des gepufferten Arbeitsmediums zu erkennen,

während die beiden **Kältemittel** RC318 und R236ea bei der unteren Temperaturgrenze von 15 °C einen **Phasenwechsel** aufweisen.

### Einfluss der Größe des Ausgleichsvolumens

In Abbildung 49 ist der Einfluss verschieden großer Gasausgleichsvolumen auf den Gas- bzw. Niederdruck über den Pufferbereich der FKE und für eine Kältemitteltemperatur von 15 °C und 90 °C dargestellt. Erkennbar ist der Vorteil bei Einsatz von **Kältemitteln** bei **niedrigen Gastemperaturen** aufgrund des oben beschriebenen **Phasenwechsels**. Dies ermöglicht den Einsatz eines kleineren oder bestenfalls das Weglassen des Ausgleichsvolumens bei minimal höheren Niederdrücken im System.

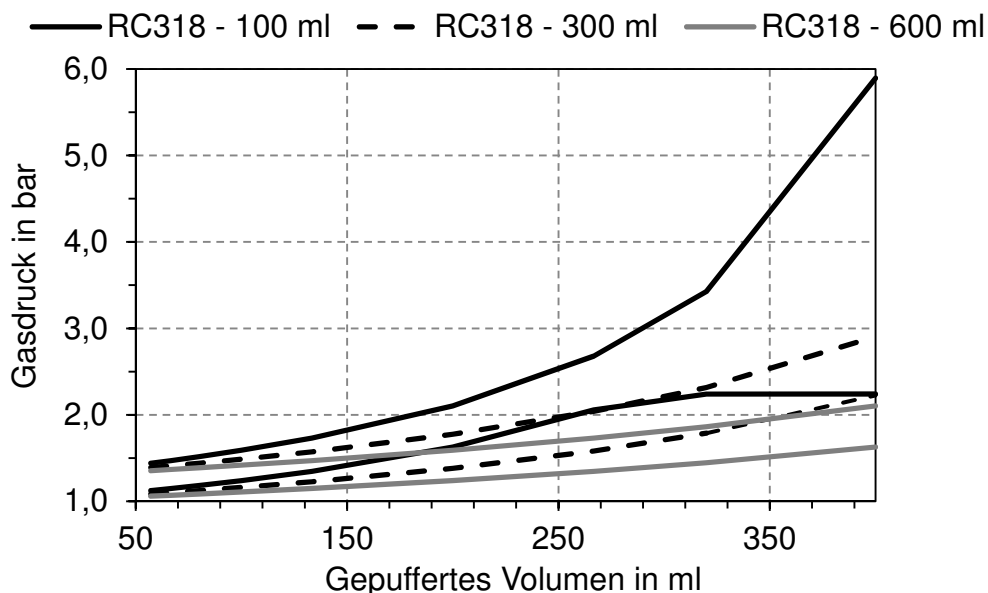


Abbildung 49: Einfluss verschiedener Gasvolumen auf den Gas-/Niederdruck

Für die Auslegung bedeutet dies, dass jedes der oben aufgeführten Phänomene bei der Auslegung des Ausgleichsvolumens berücksichtigt werden muss, um eine möglichst optimale Systemkonfiguration in Bezug auf Leistung und Packaging zu erreichen. Insbesondere der Einsatz der **Kältemittel RC318** und **R236ea** verspricht eine Regelung auf einen konstanten Niederdruck über den **gesamten Pufferbereich** und bei geringer Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Darüber hinaus ergeben sich durch das vergleichsweise **geringe Ausgleichsvolumen** gegenüber dem Einsatz von Stickstoff Vorteile im Packaging.

Die oben dargestellten Kältemittel dienen lediglich der Veranschaulichung eines optimalen Betriebsverhaltens. Aufgrund des konstanten Druckverlaufs, besonders bei niedrigen Temperaturen (vgl. Abbildung 48), würde sich das Kältemittel R236ea für diesen Einsatz anbieten. Beide Kältemittel sind jedoch aufgrund des hohen **Treibhauspotenzials**<sup>101</sup> (GWP > 1000 [93]) nicht zu empfehlen. In der vorliegenden Arbeit wird deshalb für die Untersuchungen **Stickstoff** verwendet.

#### 4.2.4 Einsatz im System

Im betrachteten System kommt eine Konfiguration mit zwei FKE zum Einsatz. Dabei ist eine FKE zur Umgebung hin geöffnet und die andere mit einem mit Stickstoff gefüllten Gasausgleichsvolumen von 200 ml verbunden. Der Vordruck lässt sich über ein an der Seite angebrachtes Ventil aufbringen.

Abbildung 50 zeigt den Einfluss der beiden FKE im Betrieb über die Dauer eines Zyklus. Das System ist im Ruhezustand mit einem Vordruck von  $p_{\text{gas}} \geq 1,5$  bar beaufschlagt. Bis ca. 66 s wird der Volumenanstieg durch Verdampfung und Erwärmung durch die erste, zur Umgebung hin geöffnete FKE ausgeglichen. Der Druck bleibt infolgedessen nahezu konstant bei Umgebungsdruck. Zu erkennen ist dann ein Anstieg des Niederdruckes mit Einsetzen der Verdampfung. Der nichtlineare Verlauf ist auf die Spannung der Membran und das „Schalten“ der einzelnen Membranstufen in der ersten FKE zurückzuführen. Bis zum Erreichen des Vordruckes bei ca. 240 s bleibt der Gasdruck der zweiten FKE annähernd konstant. Es findet lediglich ein minimaler Anstieg des Druckes durch die oben beschriebene Erwärmung des Gases statt. Nach Erreichen des Gasdruckes bewegt sich das System im Betriebsbereich der zweiten FKE.

---

<sup>101</sup> Engl. Global Warming Potential (GWP) beschreibt die Auswirkung einer definierte Menge des Treibhausgases auf die globale Erderwärmung über eine gewisse Zeit und bezogen auf dieselbe Menge an Kohlendioxid.

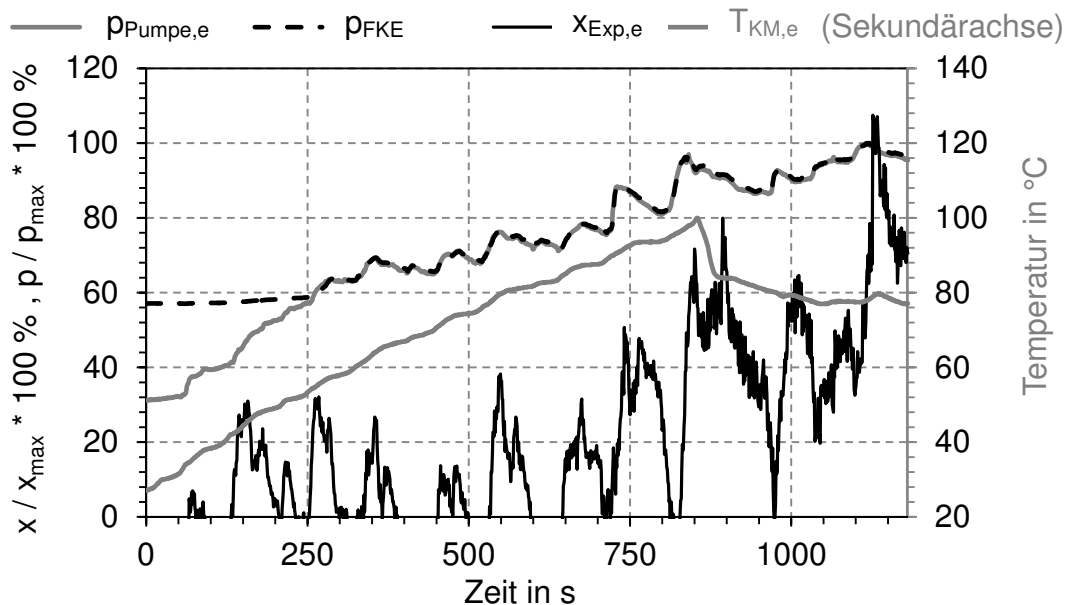


Abbildung 50: Einfluss der FKE im Betrieb

Darüber hinaus ist die **Abweichung** des Niederdruckes<sup>102</sup> vom Dampfdruck<sup>102</sup> bei entsprechender Kühlmiteleintrittstemperatur  $T_{KM,e}$  in Abbildung 51 zu erkennen. Im Mittel liegt der reale Druck um rund 50 % über dem theoretischen Dampfdruck. Diese Abweichung findet ihren Ursprung in verschiedenen Einflussfaktoren. Bei Verwendung von nicht seriennahen Komponenten im Prototypenstadium kann es zu einer Überfüllung des Systems kommen, sofern die Volumina nicht in der Auslegung der FKE berücksichtigt werden. Einen großen Einfluss auf diese Abweichung hat die Auslegung bzw. der Betriebsbereich der Expansionsmaschine. Im Falle einer Unterexpansion wird das Arbeitsmedium nicht vollständig auf den Niederdruck expandiert und es strömt mit Überdruck aus der Expansionsmaschine.

<sup>102</sup> Bezogen auf den im Versuch gemessenen Maximaldruck.

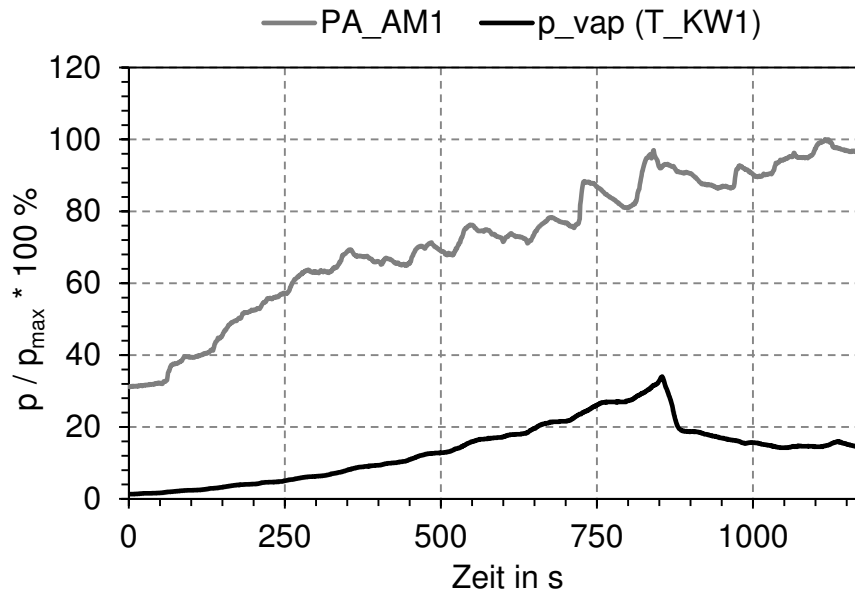


Abbildung 51: Vergleich Niederdruck - Dampfdruck

Weiterhin in Abbildung 50 und Abbildung 51 zu erkennen sind die in Kapitel 4.2.2 angesprochene Regelung des Kühlmittels und deren Einfluss auf den Niederdruck. Im niederlastigen Betriebsbereich wird die Kühlmitteltemperatur auf 100 °C geregelt, während die Zieltemperatur im höherlastigen Überlandteil 80 °C beträgt. Trotz Absinken der Kondensationstemperatur steigt der Niederdruck minimal weiter an, was auf eine zu große Füllmenge für diesen Betriebsbereich hindeutet. Ursache hierfür ist ein zu geringes Volumen der beiden FKE bzw. eine zu große Vorspannung des Systems im Ruhezustand.

Aufgrund der **thermischen Trägheit** kommt es über die Betriebsdauer zu einer fortschreitenden Erwärmung der **Expansionsmaschine**, sodass es in manchen Betriebszuständen das Arbeitsmedium die Maschine mit einer höheren Temperatur verlässt, als es bei **polytroper Expansion** der Fall wäre. Abbildung 52 veranschaulicht diese thermische Trägheit anhand des Verlaufs der Temperatur<sup>103</sup> am **Expansionsmaschinenaustritt** (vgl. Punkt 4 - Abbildung 5 und Abbildung 9) und der theoretischen Temperatur bei **isentroper Entspannung**<sup>104</sup>.

<sup>103</sup> Bezogen auf die maximale im Zyklus gemessene Temperatur.

<sup>104</sup> Anhand des gemessenen Druckes am Austritt der Expansionsmaschine.

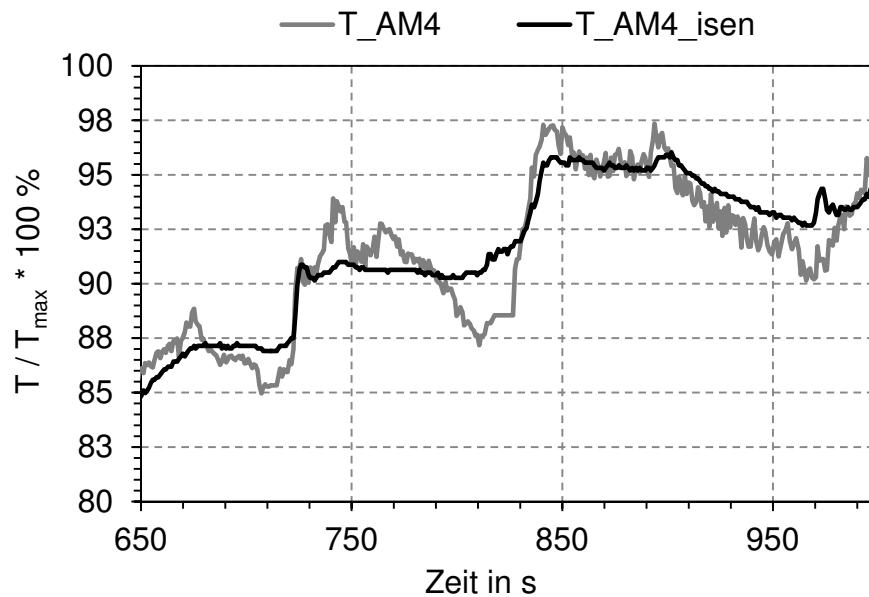


Abbildung 52: Thermische Trägheit Expansionsmaschine

Neben den Vorteilen des Ausgleichs von Masseverschiebungen und der passiven Regelung des Niederdrucks nimmt die betrachtete Konfiguration im Betrieb Einfluss auf das Druckverhältnis. Liegt die Austrittstemperatur unterhalb der theoretischen Temperatur bei isentroper Entspannung, so wirkt sich dies positiv auf die Systemleistung aus. In Abbildung 53 ist der Betrieb<sup>105</sup> der beiden Systemkonfigurationen im Zyklus mit und ohne FKE gegenübergestellt. Der Niederdruck des Systems ohne FKE (Konfiguration B, siehe Tabelle 2) liegt zu Beginn unterhalb des Druckes mit variablem Puffervolumen (Konfiguration C), wodurch sich ein höheres Druckverhältnis  $PI$  ergibt. Das **höhere Druckverhältnis  $PI$** <sup>106</sup> führt wiederum zu einem **verbesserten Anlaufverhalten** der Expansionsmaschine.

<sup>105</sup> Druck und Druckverhältnis bezogen auf den jeweils höheren Maximalwert der beiden Messungen.

<sup>106</sup> Verhältnis  $p_{AM3}$  zu  $p_{AM4}$



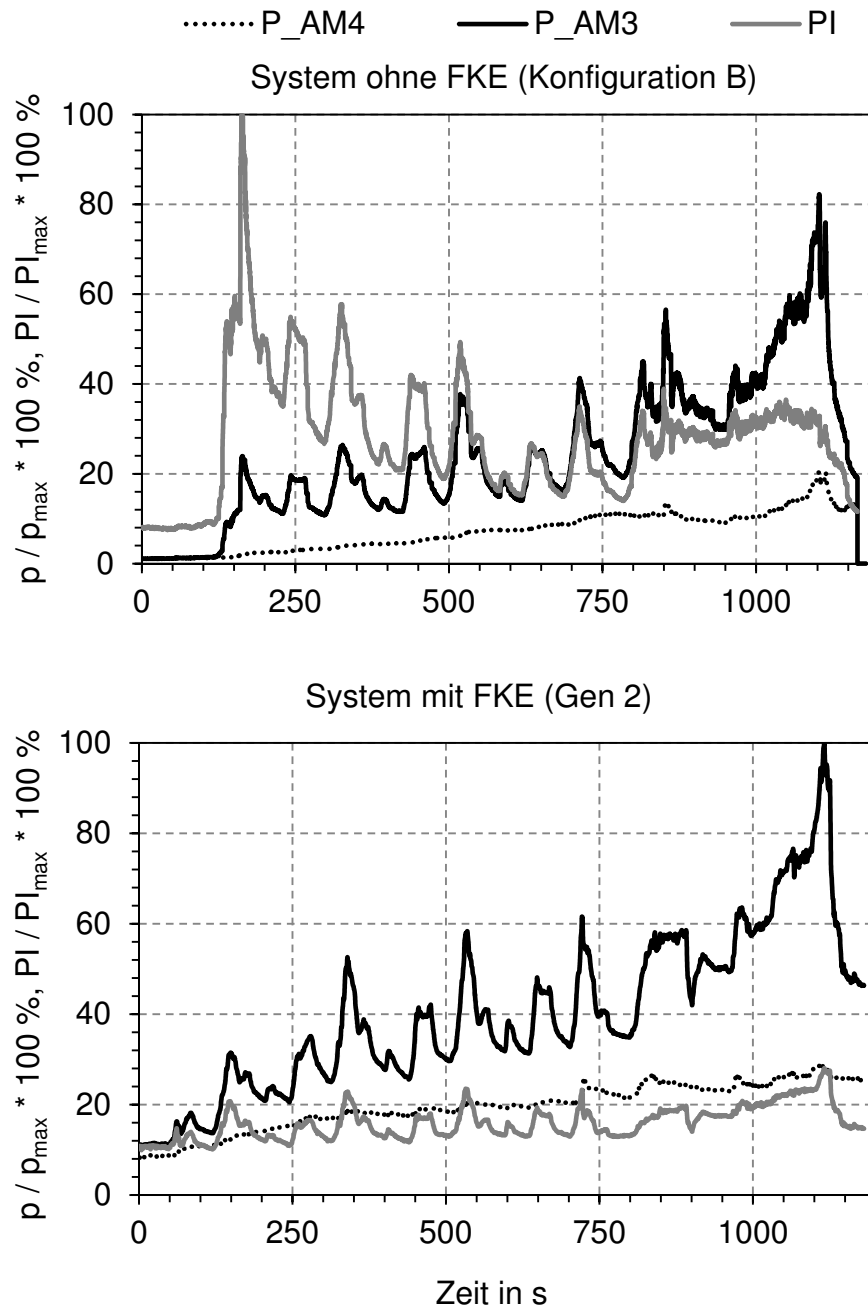


Abbildung 53: Systemvergleich mit und ohne FKE

Mit zunehmender Betriebszeit und damit steigender Kondensationstemperatur schwindet der Vorteil des geringen Niederdruckes des Systems ohne FKE und das Druckverhältnis der beiden Systeme gleicht sich an. Nachfolgende Messungen zeigen, dass sich das Niederdruckniveau des Systems bei entsprechender Auslegung des Puffer- und Gasvolumens sowie bei exakter Befüllung weiter absenken lässt, sodass der Niederdruck selbst in hochlastigen Betriebspunkten annähernd im Bereich der Konfiguration B liegt.

### 4.2.5 Fazit

Für einen Serieneinsatz sind die Vor- und Nachteile eines Ausgleichsbehälters gegeneinander abzuwägen. Dabei liegt der Fokus zunächst auf den Auswirkungen einer FKE auf das Systemverhalten.

Der Betrieb mit FKE bietet den Vorteil des **Druckausgleichs** gegenüber Umgebungdruck im Ruhezustand. Die **Anforderungen an die Dichtigkeit** des Systems bestehen somit lediglich im Bereich des Überdruckes im Betrieb und nicht im Bereich des Unterdrucks. Auftretende **Masseverschiebungen** durch Änderungen im **Wärmeein-** und **-austrag** im dynamischen Betrieb können durch die FKE in gewissen Grenzen ausgeglichen werden, und somit kann ein **konstanter Massenstrom** sichergestellt werden.

Durch zusätzliches Anbringen eines gasseitigen Ausgleichsvolumens besteht darüber hinaus die Möglichkeit der **Anpassung des Niederdruckes** auf die Kühlmittel- und damit Kondensationstemperatur. Hierdurch lässt sich Einfluss auf die **Unterkühlung** des Arbeitsmediums nehmen, was zu einem stabileren **Förderverhalten** der Speisepumpe, insbesondere in der Aufwärmphase, führt.

Der größte Vorteil beim Einsatz einer FKE ist jedoch die Möglichkeit zur Anpassung der **Füllmenge** auf den gesamten Betriebsbereich des Systems, was insbesondere im dynamischen Betrieb zu einer **Steigerung der Systemleistung** führt.

Dem gegenüber steht neben dem höheren Systemgewicht der Nachteil des Anlaufverhaltens der Expansionsmaschine aufgrund des höheren Niederdrucks in der Warmlaufphase.

### 4.3 Innerer Wärmeübertrager

Ein weiterer Ansatz zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades eines ORC ist der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers, auch **Rekuperator** genannt. Dieser entzieht dem dampfförmigen Arbeitsmedium nach Expansionsmaschine im Niederdruckteil Wärme und führt diese dem flüssigen Arbeitsmedium im Hochdruckteil zwischen Speisepumpe und Wärmeübertrager zu. Abbildung 54 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines ORC mit internem Wärmeübertrager und Abbildung 55 qualitativ den Kreisprozess im p,h-Diagramm.

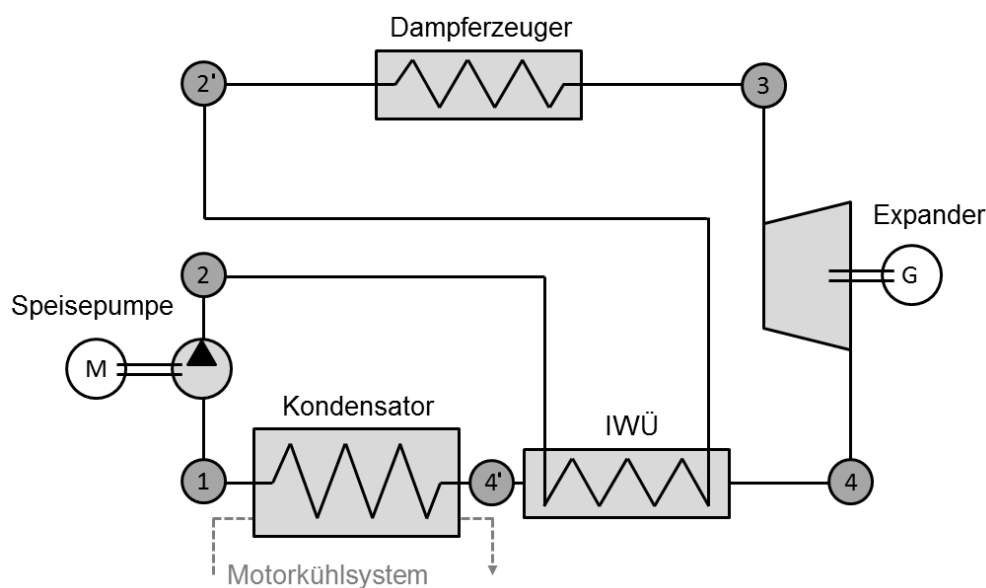


Abbildung 54: ORC mit Internem Wärmeübertrager (IWÜ)

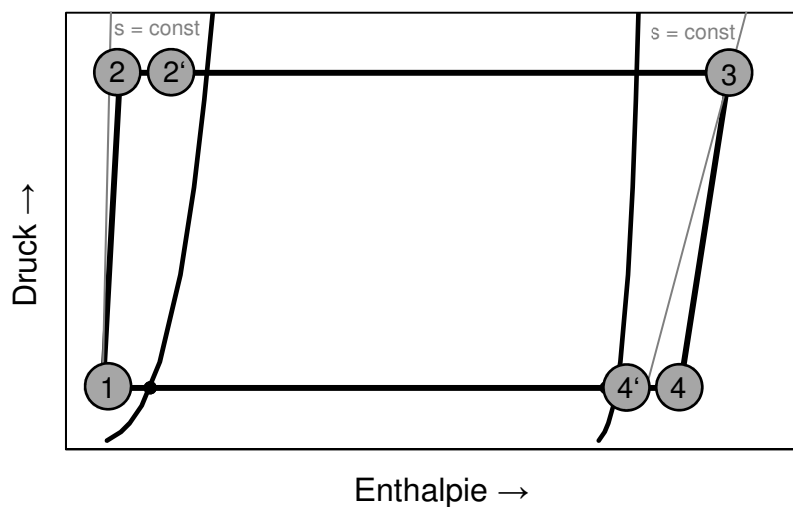


Abbildung 55: p,h-Diagramm - ORC mit IWÜ

### 4.3.1 Theoretische Betrachtung

In der Literatur finden sich zahlreiche Veröffentlichungen zu Kreisprozessen mit IWÜ. Hauptsächlich fokussieren sich die Untersuchungen auf den Einfluss von Druck und Temperatur nach Dampferzeuger auf den **thermischen Wirkungsgrad** des ORC.

Kim et al. [94] analysieren einen ORC mit IWÜ in Bezug auf das Verhältnis von **Anergie** zu **Exergie** für verschiedene Kältemittel als Arbeitsmedium und für verschiedene Hochdrücke. Das Kältemittel tritt dabei stets im **überhitzten** Zustand und **unterkritisch** in die Turbine ein. Abhängig vom Eintrittsdruck an der Turbine zeigt das **Angergieverhältnis**<sup>107</sup> am Wärmeübertrager, IWÜ und im Abgas einen **degressiven** Verlauf mit **steigendem Eintrittsdruck** aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz. Der **exergetische Wirkungsgrad** steigt hierdurch mit zunehmendem Eintrittsdruck.

Li et al. [95] untersuchen den Einfluss der **Verdampfungstemperatur** verschiedener Fluide und Mischungen auf die Leistung sowie den **exergetischen** und **thermischen Wirkungsgrad** eines ORC mit und ohne IWÜ. Es wird aufgezeigt, dass sich der Einsatz eines IWÜ bei Verwendung von Reinstoffen und **zeotropen**<sup>108</sup> Gemischen eher positiv auf den thermischen Wirkungsgrad des ORC auswirkt als bei Verwendung von **azeotropen**<sup>109</sup> Gemischen. Den Fokus dieser Veröffentlichung stellt der Vergleich zweier ORC, jeweils mit und ohne IWÜ, für das Kältemittel R141b und das Gemisch R141b/RC318 dar. Die Untersuchung zeigt, dass die **Temperaturdifferenz** zwischen Arbeitsmedium und **Wärmequelle** durch den Einsatz eines IWÜ reduziert wird. Verglichen mit dem Reinstoff R141b ist die Reduzierung bei Einsatz des Gemisches viel größer, wodurch der Exergieverlust kleiner wird. Darüber findet eine Betrachtung der Abnahmerate der Temperaturdifferenz in Abhängigkeit des Mischungsverhältnisses statt. Diese nimmt mit Verringerung des Mischungsverhältnisses zu und hat ihr Maximum im untersuchten Bereich bei einem Mischungsverhältnis von 0,4/0,6. Es wird aufgezeigt, dass sowohl der thermische als auch der exergetische Wirkungsgrad durch den Einsatz eines IWÜ gesteigert

---

<sup>107</sup> Verhältnis vom Exergieeintrag in das System zum Austrag aus dem System.

<sup>108</sup> Zeotropes Gemisch: Zusammensetzung ändert sich bei Verdampfung und Kondensation.

<sup>109</sup> Azeotropes Gemisch: Dampfphase besitzt dieselbe Zusammensetzung wie die flüssige Phase.

werden. Durch den Einsatz des IWÜ nimmt die Expanderleistung geringfügig ab was durch eine Erhöhung des Massenstromverhältnisses noch verstärkt wird [95].

Weitere Untersuchungen zum thermischen Wirkungsgrad eines ORC mit IWÜ finden in [96], [97] und [98] statt. Die Untersuchung in [97] fokussiert sich auf die **Massenstromerhöhung** durch Einsatz eines IWÜ. Aus [95] und [97] ist darüber hinaus ersichtlich, dass es, im Gegensatz zum ORC ohne IWÜ, keinen Peak der Systemleistung in Abhängigkeit der oberen Prozesstemperatur gibt oder, wie u.a. in [99] beschrieben, die Systemleistung sogar mit steigender Prozesstemperatur abnimmt.

Zusammenfassend lassen sich aus der Literatur folgende Aussagen zur Verwendung eines IWÜ festhalten:

- **Temperaturdifferenz** zw. AM und Wärmequelle wird durch IWÜ reduziert
- Reduzierung wird durch geringeres **Mischungsverhältnis** begünstigt
- Potenzial nur bei Betrieb im **überhitzten Bereich**
- Verwendung von **Reinstoffen** im **Zweiphasengebiet** zeigt kein Potenzial
- Einsatz **trockener**<sup>110</sup> Arbeitsmedien sinnvoll → Expansion in überhitzten Bereich
- Einsatz **zeotroper Gemische** wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad aus
- **Exergetischer** u. **thermischer** Wirkungsgrad wird gesteigert, Nettoleistung nimmt ab

Im Gegensatz zu den theoretischen Überlegungen ergeben sich beim realen Einsatz Randbedingungen, die einige der oben angegebenen Nachteile entkräftigen und ein größeres als das theoretisch erreichbare Potenzial aufzeigen. Auf die Unterschiede zwischen theoretischer Betrachtung und realem Einsatz soll nun im Folgenden näher eingegangen werden. Als Basis dient zunächst die theoretische Betrachtung des in dieser Arbeit beschriebenen Systemaufbaus mit und ohne IWÜ. Die Bewertung findet anhand einer Leistungs- und Wirkungsgradanalyse sowie einer Exergie- und Anergieanalyse statt. Im Anschluss wird das Potenzial des IWÜ anhand von Messergebnissen am Fahrzeugaufbau nachgewiesen.

---

<sup>110</sup> Medien deren Sattdampfkurve positiv verläuft, werden als „trocken“ bezeichnet, während bei „nassen“ Medien diese einen negativen Verlauf hat.

## Nettoleistung

Die Nettoleistung des Systems  $\dot{W}_{\text{net}}$  ergibt sich aus der Differenz von **Expanderleistung**  $\dot{W}_{\text{Exp}}$  und **Pumpenleistung**  $\dot{W}_{\text{P}}$ .

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{Exp}} - \dot{W}_{\text{P}} \quad \text{Gl. 4.49}$$

mit

$$\dot{W}_{\text{P}} = \dot{m}_{\text{AM}} \cdot (h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}_{\text{AM}} \cdot (h_{2,\text{is}} - h_1)}{\eta_{\text{P}}} \quad \text{Gl. 4.50}$$

## Wirkungsgrade

Die Wirkungsgrade eines Systems stellen die **grundlegenden Kenngrößen** dar, um die Effizienz zweier Systemkonfigurationen vergleichbar zu bewerten. Hierzu zählen Carnot- (Gl. 1.1), thermischer (Gl. 4.51) und exergetischer Wirkungsgrad (Gl. 4.52).

Der **thermische Wirkungsgrad**  $\eta_{\text{th}}$  beschreibt das Verhältnis der Nettoleistung  $\dot{W}_{\text{net}}$  zum übertragenen Wärmestrom<sup>111</sup> im Abgaswärmeübertrager  $\dot{Q}_{\text{AGWÜ}}$ .

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{AGWÜ}}} \quad \text{Gl. 4.51}$$

Um einen realen Energieumwandlungsprozess hinsichtlich seiner thermodynamischen Güte zu bewerten, ist ein zweckmäßiger Ansatz, den **exergetischen Wirkungsgrad**  $\eta_{\text{ex}}$  des Systems zu bestimmen. Dieser gibt an, wie vollkommen eine Energieumwandlung abläuft und welcher Anteil der theoretisch als Arbeit nutzbaren Exergie unwiederbringlich verloren ist [77].

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{AGWÜ}} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{L}}}{T_{\text{H}}}\right)} = \eta_{\text{th}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{Carnot}}} \quad \text{Gl. 4.52}$$

Darüber hinaus ist es im Fall der thermischen Rekuperation am Kraftfahrzeug sinnvoll, einen Rekuperationswirkungsgrad  $\eta_{\text{rek}}$  und die Steigerung des thermischen Motorwirkungsgrad  $\eta_{\text{eng}}$  einzuführen [100].

---

<sup>111</sup> Wärmeeintrag in das Arbeitsmedium.

Der **Rekuperationswirkungsgrad** gibt die vom System erzeugte Leistung  $\dot{W}_{\text{net}}$  bezogen auf die dem Abgas entzogene Wärmeleistung  $\dot{Q}_{\text{AG}}$  an.

$$\eta_{\text{rek}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{AG}}} \quad \text{Gl. 4.53}$$

Die theoretische Steigerung des **Motorwirkungsgrades**, je nach „Verwendung der abgegebenen Leistung“<sup>112</sup>, ergibt sich nach folgenden Gleichungen.

$$\eta_{\text{eng, ohne Rek}} = \frac{\dot{W}_{\text{eng}}}{\dot{Q}_{\text{Kraftstoff}}} \quad \text{Gl. 4.54}$$

$$\eta_{\text{eng, mit Rek}} = \frac{\dot{W}_{\text{eng}} + \dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{Kraftstoff}}} \quad \text{Gl. 4.55}$$

$$\frac{\eta_{\text{eng, mit Rek}}}{\eta_{\text{eng, ohne Rek}}} = \frac{\dot{W}_{\text{eng}} + \dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{Kraftstoff}}} \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{Kraftstoff}}}{\dot{W}_{\text{eng}}} = 1 + \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{W}_{\text{eng}}} = 1 + \Delta\eta_{\text{th, eng}} \quad \text{Gl. 4.56}$$

$$\Delta\eta_{\text{th, eng}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{W}_{\text{eng}}} \quad \text{Gl. 4.57}$$

### 4.3.2 Effizienzsteigerungspotenzial unter realen Betriebsbedingungen

Im folgenden Abschnitt soll nun das Potenzial des IWÜ unter **realen** und **transienten** Bedingungen näher untersucht werden. Eine theoretische Betrachtung zeigt die Auswirkung des verwendeten Arbeitsmediums und der **Lage des Kreisprozesses** auf die Funktionsweise bzw. Leistungsvermögen des IWÜ auf. Messergebnisse im System sollen weitere Vorteile des IWÜ aufzeigen, die in bisherigen Veröffentlichungen nicht detailliert betrachtet werden. Dabei soll insbesondere auf die **thermische Trägheit** unter transienten Randbedingungen (Kaltstart) und auf den **Wärmeübergang** an die Umgebung eingegangen werden.

---

<sup>112</sup> Mithilfe der durch das System zurückgewonnenen Leistung lässt sich der Verbrennungsmotor auf verschiedene Arten unterstützen. Kann z.B. durch die elektrische Rückspeisung die Lichtmaschine entfallen, so liegt die Entlastung des Motors um den Faktor des Generatorwirkungsgrades höher (vgl. Hartmann [43]).

Um das Potenzial zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades des Systems durch den Einsatz eines IWÜ bewerten zu können, sind zunächst die Randbedingungen des Kreislaufs zu definieren. Die Abschätzung des Potenzials erfolgt durch den Vergleich eines idealen Kreislaufs mit reinem Wasser mit einem realen Kreislauf mit einem Gemisch als Arbeitsmedium. Zunächst findet eine Potenzialabschätzung des IWÜ anhand des idealen Kreislaufes mit reinem Wasser statt.

Dem Kreislauf liegen folgende Annahmen zugrunde:

- Als Arbeitsmedium wird reines Wasser verwendet (isotherme Kondensation)
- Das Arbeitsmedium wird isobar bis auf die Siedelinie kondensiert
- Über die Pumpe erfolgt eine polytrope Druckerhöhung
- Das AM wird über den IWÜ bis auf Austrittstemperatur am Expander erwärmt
- Das Abgas wird bis auf die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Dampferzeuger abgekühlt

Abbildung 56 zeigt einen idealen Kreisprozess<sup>113</sup> ( $T_3 = 140^\circ\text{C}$ ,  $x_3 = 1$ ,  $p_{\text{ND}} = < 1 \text{ bar}$ ) jeweils mit Unterkühlung ( $\Delta T_{\text{UK}} = 30\text{K}$ ) und ohne Unterkühlung.

Zur Verdeutlichung der Auswirkung des **Temperaturglides** auf den Einsatz des IWÜ wird im Folgenden insbesondere der Betrieb im Nassdampfgebiet betrachtet. Bei Verwendung von Wasser als Arbeitsmedium (**trockenes Medium**) endet die Expansion zweiphasig. Über den sich einstellenden Niederdruck ergibt sich die Temperatur am Expanderaustritt zu  $T_4 = T(p)|_{0 < x < 1}$ . Diese stellt die Maximaltemperatur dar, auf welche sich das Arbeitsmedium über den IWÜ im flüssigen Bereich theoretisch vorwärmen lässt. Unter Annahme einer **isobaren Kondensation** bis zur Siedelinie verläuft diese auch isotherm. Am Zustand eins nach dem Kondensator herrscht also die gleiche Temperatur wie nach der Expansionsmaschine. Infolge der **polytropen Kompression** auf Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  erhöht sich die Temperatur über die Pumpe und liegt im Zustand zwei bei  $T_2 > T_1$  bzw.  $T_2 > T_4$ . Aufgrund des negativen Temperaturgefälles zwischen Zustand zwei und vier wäre der Einsatz eines IWÜ nach dieser Betrachtung hinfällig.

In Abbildung 56 grau dargestellt ist der gleiche Prozess mit einer Unterkühlung von 30 K. Aus thermodynamischer Sicht ist sie im Zustand eins nicht sinnvoll, da diese

---

<sup>113</sup> Bezogen auf den maximalen Prozessdruck.



eine zusätzliche Wärmeabfuhr über den Kondensator bedeutet und diese über das Abgas wieder eingetragen werden muss, um im Zustand drei nach Dampferzeuger auf den gleichen thermodynamischen Zustand zu kommen. In der Praxis ist eine gewisse **Unterkühlung** jedoch unabdingbar, da es aufgrund von **Druckverlusten** in den Leitungen und Komponenten zu **Kavitationseffekten** am Pumpeneintritt kommen kann, wenn diese zu klein ist. Ein konstanter Massenstrom ist unter diesen Bedingungen nicht mehr realisierbar und der Kreislauf bricht zusammen. Ein idealer IWÜ kompensiert die Nachteile der Unterkühlung (größerer Wärmeeintrag und Wärmeaustrag), sodass unabhängig von der Größe der Unterkühlung der gleiche Zustand am Dampferzeugereintritt erreicht werden kann. Eine Untersuchung des Einflusses der Unterkühlung auf den Kreisprozess für ein Gemisch findet in [101] statt.

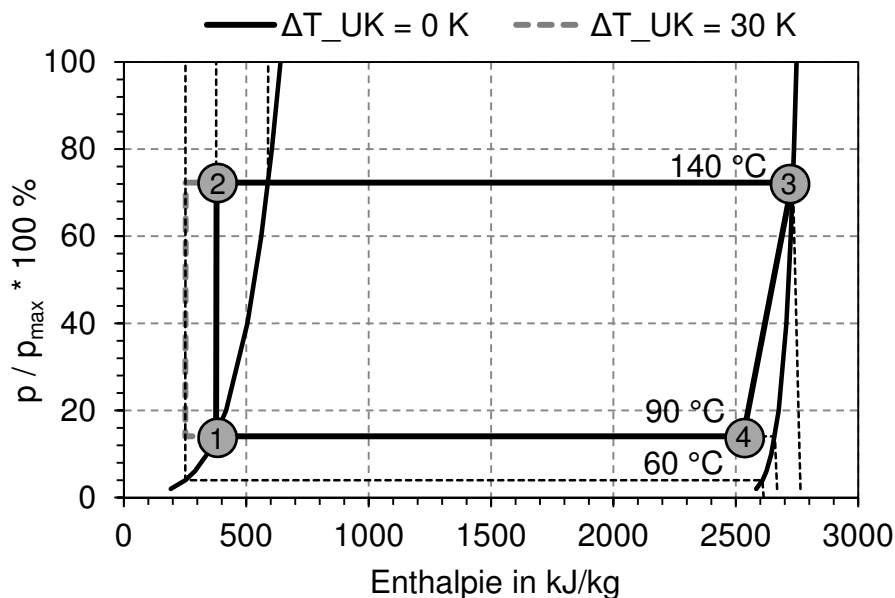


Abbildung 56: idealer Kreisprozess mit und ohne Unterkühlung

Bei Einsatz des betrachteten Arbeitsmediums ergeben sich für die Unterkühlung andere Randbedingungen und damit ein weiteres Potenzial für den IWÜ. Aufgrund der Gemischeigenschaften verlaufen die **Isothermen** im Zweiphasengebiet nicht waagrecht und es findet eine **Temperaturabnahme** während der isobaren Kondensation statt. Diese Temperaturdifferenz lässt sich über den IWÜ ausgleichen. Abbildung 57 verdeutlicht die Temperaturabnahme<sup>114</sup>  $\Delta T_{AM}$  bei isobarer Kondensation vom Dampfgehalt<sup>114</sup>  $x$  auf die Siedelinie für das verwendete Gemisch im untersuchten Niederdruckbereich.

<sup>114</sup> Bezogen auf den maximal untersuchten Dampfgehalt- / Druckbereich.

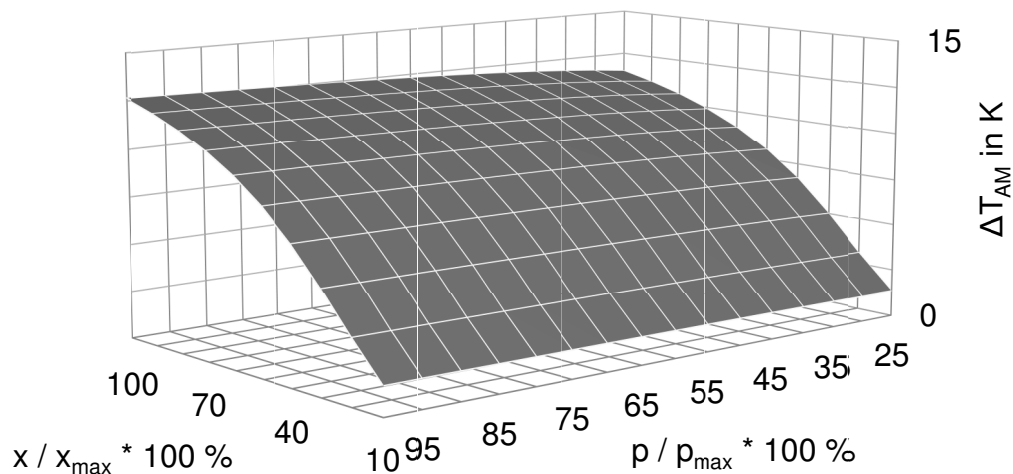


Abbildung 57: Temperaturabnahme bei isobarer Kondensation im Zweiphasengebiet

Wie aus Abbildung 57 ersichtlich, nimmt die Temperatur bei isobarer Kondensation im betrachteten Druckbereich je nach Dampfgehalt um 2 K bis 14 K ab. Der durch die Gemischeigenschaften bedingte Temperaturglide bietet ein erstes Potenzial zum Einsatz eines IWÜ bereits ohne weitere Unterkühlung unterhalb der Siedelinie. Auf das Potenzial des Temperaturglides insbesondere zur Reduktion des Wärmestroms am Kondensator<sup>115</sup> soll im Folgenden näher eingegangen werden. Darüber hinaus hat die Zusammensetzung des Wasser-Frostschutzmittel-Gemisches großen Einfluss auf den Gradient der Temperaturabnahme. Das in Abbildung 58 dargestellte Diagramm verdeutlicht den Einfluss des Mischungsverhältnisses auf die **maximal erzielbare Temperaturdifferenz** im Zweiphasengebiet  $\Delta T_{2ph}$  für den untersuchten Druckbereich.

<sup>115</sup> Durch die Reduktion des Wärmestroms am Kondensator lässt sich das Kühlsystem des Fahrzeugs „entlasten“.

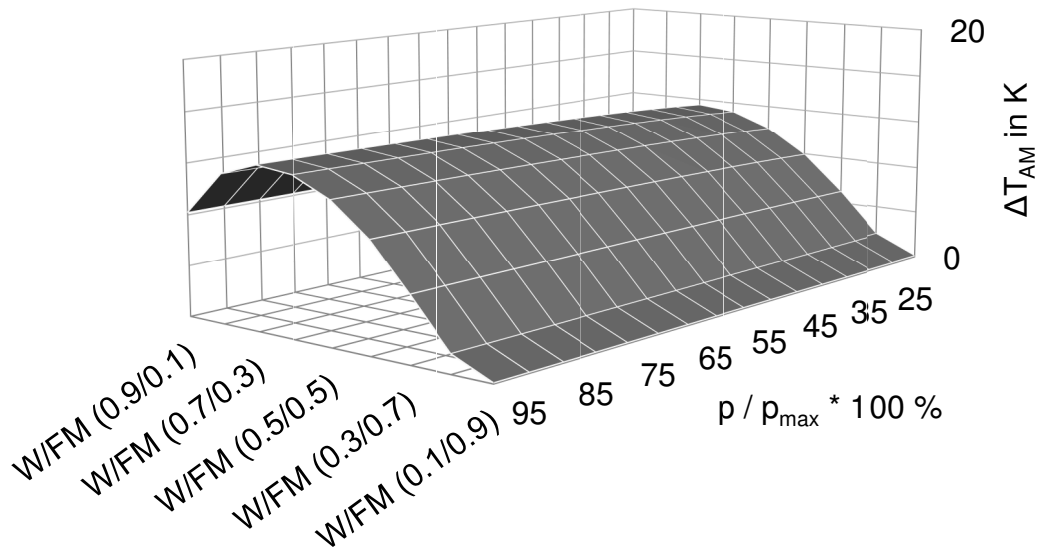


Abbildung 58: Einfluss des Mischungsverhältnisses auf die Gemischunterkühlung

Wie auch in Abbildung 57 erkennbar, hat der Druck keinen signifikanten Einfluss auf den Verlauf der Kurve. Es lässt sich jedoch eine deutliche Abhängigkeit der erzielbaren Temperaturdifferenz im Zweiphasengebiet vom Mischungsverhältnis erkennen. In Abbildung 59 ist der Kreisprozess unter gleichen Randbedingungen wie in Abbildung 56 unter Verwendung eines Gemisches, jeweils für eine Kondensation bis auf die **Siedelinie** (schwarz) und mit zusätzlicher **Unterkuhlung** (grau gestrichelt), dargestellt.

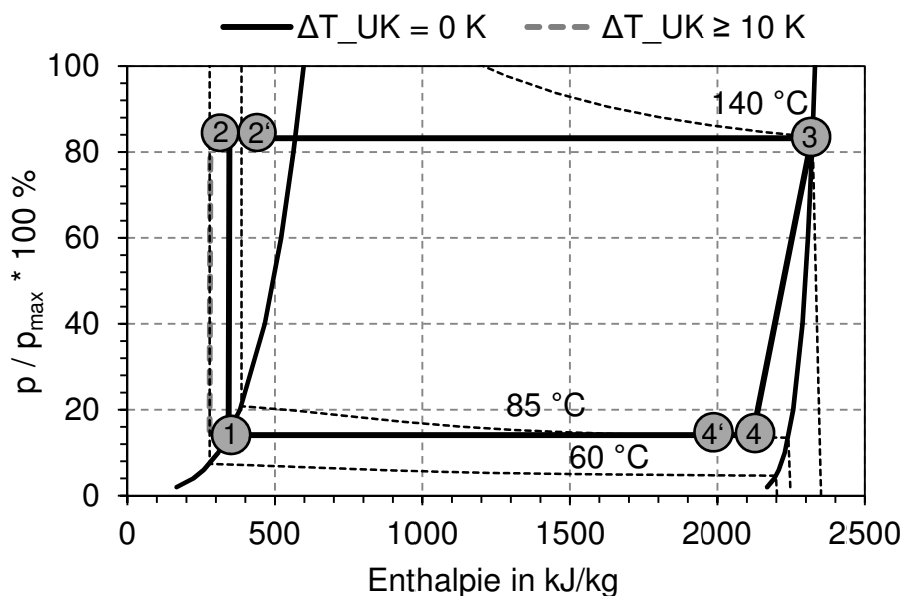


Abbildung 59: idealer Kreisprozess mit Gemisch

Wie aus dem Diagramm ersichtlich, entspricht die über den IWÜ **maximal** auf das Arbeitsmedium im flüssigen Teil **übertragbare Wärmemenge**  $\dot{Q}_{IWÜ,max}$  dem Produkt aus Massenstrom und Enthalpiedifferenz zwischen Isothermen auf Hochdruckniveau.

$$\dot{Q}_{IWÜ,max} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_{T_4,p_2} - h_{T_{4'},p_2}) \quad \text{Gl. 4.58}$$

Unter Annahme einer vollständigen Wärmeübertragung und unter Vernachlässigung des Wärmeübergangs an die Umgebung, entspricht die maximal übertragbare Enthalpiedifferenz auf der flüssigen Seite der übertragenen Enthalpiedifferenz in der Dampfphase nach der Expansionsmaschine zwischen Zustand 4 und 4'. Die aus dem Kreislauf abzuführende **Kondensationswärme** verringert sich um diesen Betrag. Auf die Entlastung des Kondensators wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen. Weiterhin ist aus Abbildung 57 und Abbildung 59 erkennbar, dass sich die **Änderung des Dampfgehalts** bei isobarer Kondensation insbesondere bei **niedrigem Dampfgehalt**<sup>116</sup> auf die Änderung der Temperatur auswirkt. Messungen am Heißgasprüfstand zeigen, dass bereits unterhalb einer Unterkühlung von  $\Delta T_{UK} < 5 \text{ K}$  Kavitationseffekte auftreten. Zum Erreichen dieser Gemisch-Unterkühlung sollte das System so betrieben werden, dass nach der Expansionsmaschine, abhängig vom Niederdruck, mindestens ein Dampfgehalt von 0,3 erreicht wird.

### 4.3.3 Ausgleich von Wärmeverlusten und der thermischen Trägheit

Neben den theoretischen Vorteilen des IWÜ ergeben sich in der praktischen Anwendung weitere Vorteile. Im Fokus steht dabei insbesondere der Einfluss des IWÜ auf das Aufwärmverhalten sowie der Ausgleich der Wärmeverluste.

In Abbildung 60 sind die Eintrittstemperaturen<sup>117</sup> des Arbeitsmediums in den Dampferzeuger als zeitlicher Verlauf im Zyklus einander gegenübergestellt. Der Systemaufbau ohne IWÜ weist einen annähernd **konstanten** Anstieg der Eintrittstemperatur bis zum Erreichen der Betriebstemperatur<sup>118</sup> auf. Bei dem System

---

<sup>116</sup> Aufgrund der in diesem Bereich stärker ansteigenden/abfallenden Isothermen

<sup>117</sup> Bezogen auf die maximale Prozesstemperatur im Zyklus.

<sup>118</sup> Im untersuchten Fahrzyklus wird die Zielbetriebstemperatur (bzw. Zieleintrittstemperatur am Dampferzeuger) ohne IWÜ erst gegen Ende bei 120 km/h erreicht.

mit IWÜ ist der Anstieg aufgrund der zusätzlichen thermischen Trägheit des IWÜ und des zusätzlichen Arbeitsmediums zunächst schwächer und steigt dann nahezu **sprungartig** um ca. 20 % gegenüber dem Systemaufbau ohne IWÜ an. Die Betriebstemperatur wird bei Einsatz eines IWÜ im betrachteten System bereits deutlich früher erreicht. Grund für den sprunghaften Anstieg ist die große **thermische Trägheit** der prototypischen Expansionsmaschine, die im Kaltstart zudem noch komplett mit flüssigem Arbeitsmedium gefüllt ist. Dieses muss zunächst in der FKE gepuffert werden (siehe Kapitel 4.2) und die Expansionsmaschine sich erwärmen bevor die Wärme über den IWÜ übertragen wird.

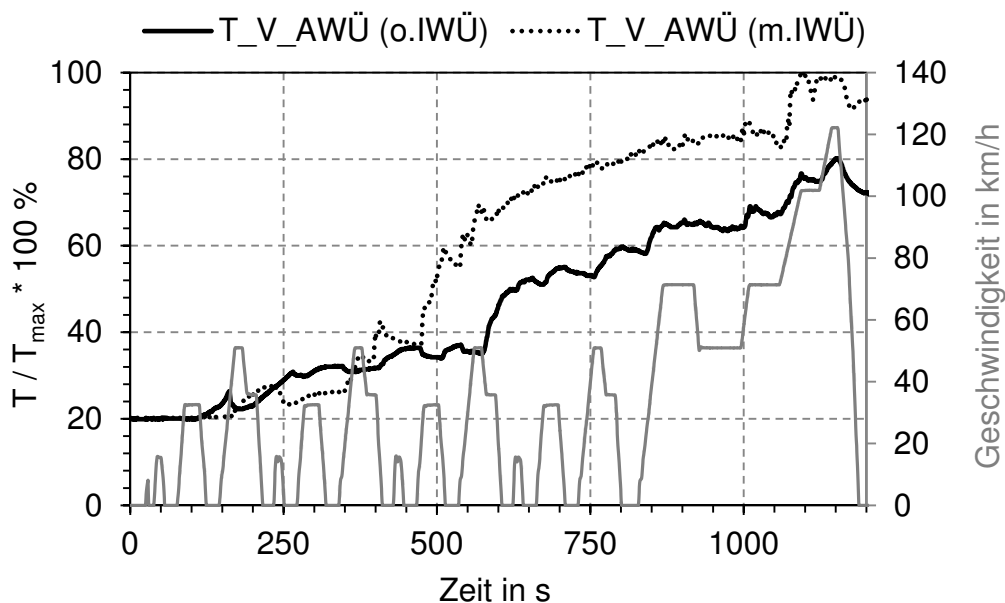


Abbildung 60: Vergleich der Eintrittstemperaturen in den Dampferzeuger im Zyklus

Ein weiterer und bedeutender Vorteil, den der IWÜ mit sich bringt, ist, wie bereits angedeutet, der Ausgleich der Wärmeverluste an die Umgebung infolge von **Strahlung** und **Konvektion**. Diese Wärmeverluste können sich positiv auf die Arbeitsweise der Pumpe auswirken, müssen dem System jedoch wieder über das Abgas zusätzlich zugeführt werden. Abbildung 61 zeigt die gemessenen Eintrittstemperaturen des Arbeitsmediums in die Speisepumpe (gestrichelt) und die jeweiligen Eintrittstemperaturen in den Dampferzeuger (durchgezogen) für die vier untersuchten Betriebspunkte<sup>119</sup> sowie die sich daraus ergebenden Temperaturdifferenzen. Der mittlere Wärmeverlust in den untersuchten Betriebspunkten liegt beim System ohne IWÜ bei rund -4,5 %, während die

<sup>119</sup> Die Betriebspunkte entsprechen verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten (Konstantfahrten) im Bereich zwischen 50 km/h und 120 km/h.

Temperaturdifferenz bei Einsatz eines IWÜ positiv und im Bereich von knapp 11 % liegt.

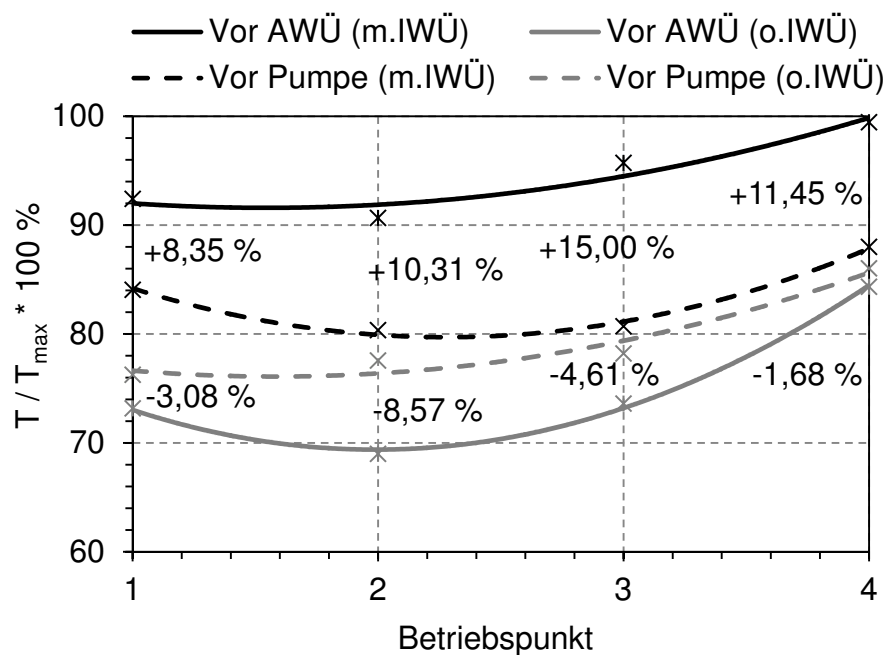


Abbildung 61: Ausgleich der Umströmungsverluste durch den IWÜ

Abbildung 62 stellt die über den Wärmeverlust berechnete Wärmeleistung<sup>120</sup>  $\dot{Q}_{IWÜ}$  &  $\dot{Q}_{loss}$  über den Leitungssatz zwischen Kondensatoraustritt und Dampferzeuger und über den IWÜ gegenüber. Der durch den IWÜ rekuperierte **Leistungsgewinn** ist zusätzlich im Diagramm als Zahlenwert dargestellt und liegt im Mittel über die untersuchten Betriebspunkte bei rund 57 %. Insbesondere in höheren Betriebspunkten lässt sich ein großer Teil der Verlustwärme über den IWÜ zurückgewinnen.

<sup>120</sup> Bezogen auf die maximal übertragene Wärmeleistung im obersten Betriebspunkt.

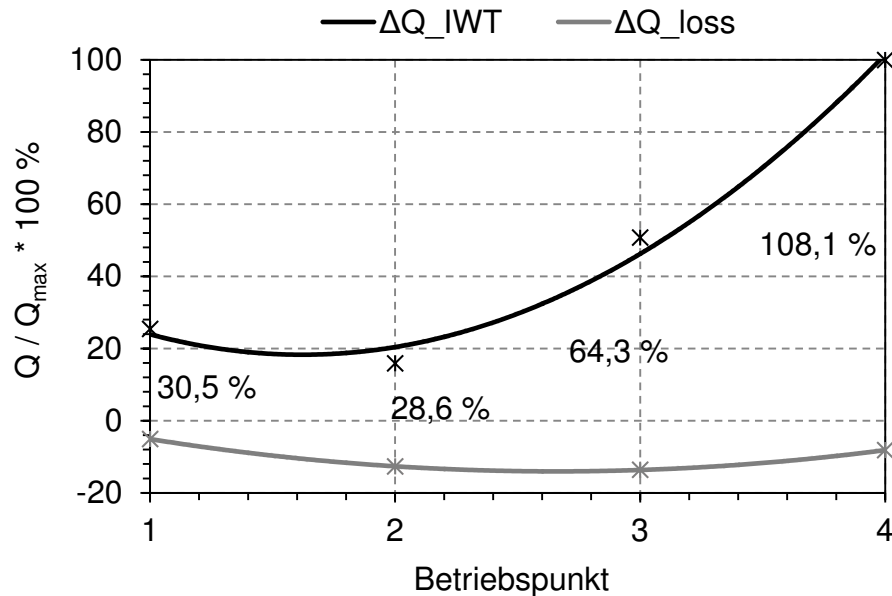


Abbildung 62: Wärmeverlust vs. Wärmeeintrag durch IWÜ

#### 4.3.4 Entlastung des Kondensators

Wie bereits in Abschnitt 4.3.2 angesprochen, lässt sich der Kondensator durch den Einsatz eines IWÜ teilweise entlasten, indem dem Arbeitsmedium Wärme zwischen Expansionsmaschine und Kondensator entnommen und zwischen Pumpe und Dampferzeuger **zugeführt** wird. Die aus dem Abgas zu übertragende Wärmemenge reduziert sich bei gleichbleibender Zielleistung um den intern rekuperierten Betrag, wodurch sich nachfolgend die **Kondensationsleistung** in gleicher Größenordnung reduziert. Nach Gl. 4.58 ist die maximal rekuperierbare Wärme bei gegebenen Eintrittsbedingungen in den IWÜ ( $p_2, T_2$ ) nur durch das treibende Temperaturgefälle und damit durch die **Temperatur am Expanderaustritt**  $T_{(p,x)}|_{0 < x < 1}$  begrenzt. Bedingt durch die höhere **Eintrittstemperatur** des Arbeitsmediums in den Dampferzeuger erhöht sich die Temperatur, auf die das Abgas abgekühlt werden kann. Hierdurch verringert sich die Differenz über das Abgas  $\Delta T_{AG} = (T_{AG,e} - T_{AG,a})$  und die somit in das System eingetragene Wärme  $Q_{AG}$ . Das Kühlsystem wird, bei **gleichbleibender Prozessführung** um die reduzierte Wärmemenge  $\Delta Q_{AG}$  entlastet. Im Folgenden sollen nun Ansätze untersucht werden, die die Entlastung des Kühlsystems optimieren können.

Die maximale Entlastung des Kühlturms lässt sich, wie bereits erwähnt, durch die erzielbare Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt IWÜ  $h_{IWÜ,e}$  und Austritt IWÜ  $h_{IWÜ,a(T_4)}$  beschreiben. Eine weitere Unterkühlung gegenüber der Sättigungstemperatur vergrößert zwar das  $\Delta T$  zwischen IWÜ-Ein- und –Austritt, hierdurch vergrößert sich allerdings auch die über das Kühlturm abzuführende Wärme um den gleichen Betrag (siehe Abbildung 56). Eine möglichst geringe Unterkühlung ist deshalb auch bei Einsatz eines IWÜ anzustreben.

Eine Möglichkeit, das Potenzial des IWÜ zur Entlastung des Kondensators zu steigern, ist demnach die Vergrößerung der Temperaturdifferenz  $\Delta T_{IWÜ} = T_{AM,2'} - T_{AM,2}$  über den IWÜ durch **Erhöhung der Austrittstemperatur** des flüssigen Arbeitsmediums bei gegebenem Eintrittszustand. Dies erfordert eine höhere Eintrittstemperatur des dampfförmigen Arbeitsmediums in den IWÜ, was allerdings zu einer Erhöhung des Niederdrucks und damit zu einer Verringerung des Druckverhältnisses führt. Ein Betrieb des Systems bei einem **höheren Dampfgehalt bzw. Überhitzung** ist deshalb anzustreben. Dies steigert unter der Annahme gleichbleibender Drücke aufgrund der abfallenden Isothermen die Temperaturdifferenz zwischen Zustand 4 nach Expansionsmaschine und Zustand 2 vor IWÜ (siehe Abbildung 59). Ein Betrieb im überhitzten Bereich des Arbeitsmediums würde noch einmal eine deutlichere Steigerung des Potenzials des IWÜ bedeuten, ist jedoch aufgrund der Funktionsweise der eingesetzten Expansionsmaschine (Betrieb im Zweiphasengebiet) nicht Gegenstand der Untersuchung.

Eine weitere Möglichkeit zur Vergrößerung des treibenden Temperaturgefälles über den IWÜ stellt eine Erhöhung des Systemdruckes dar. Wie aus Abbildung 59 ersichtlich, nimmt der Temperaturglide des Arbeitsmediums in Abhängigkeit des Dampfgehaltes im Zweiphasengebiet mit steigendem Niederdruck zu. In Abbildung 63 ist die Erhöhung des Temperaturglides<sup>121</sup> im Zweiphasengebiet  $\Delta T_{2ph}$  zwischen Zustand 4 und der Siedelinie bezogen auf einen Ausgangsdruck von 1 bar und auf den maximal untersuchten Niederdruck für das betrachtete Arbeitsmedium dargestellt.

---

<sup>121</sup> Bezogen auf den maximalen Temperaturglide im untersuchten Druckbereich.



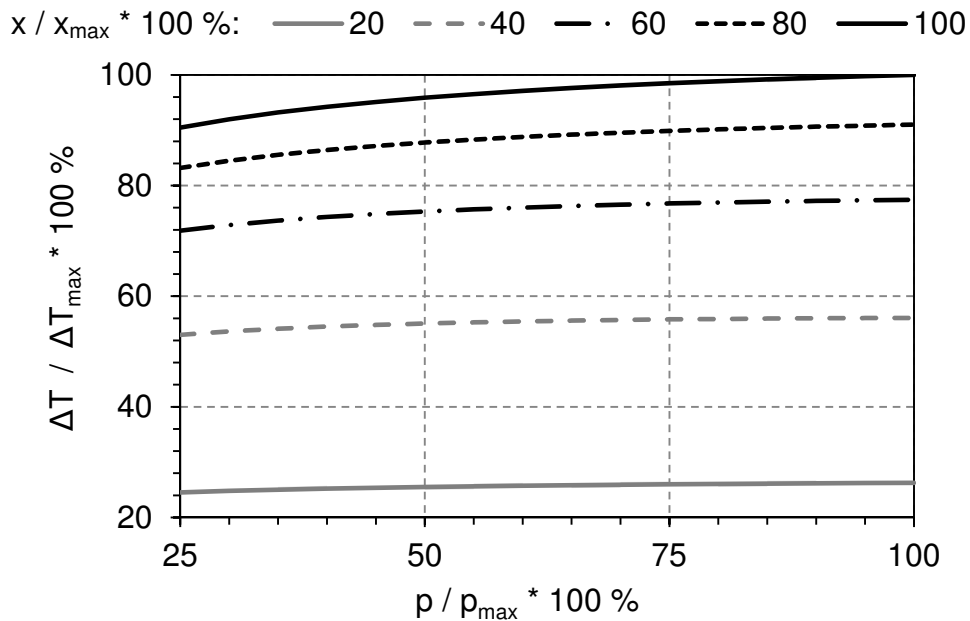


Abbildung 63: Erhöhung des Temperaturglides durch Druckerhöhung

Wie in der Abbildung erkennbar, wirkt sich eine Änderung des Druckes nur geringfügig auf die Temperaturdifferenz bei isobarer Kondensation aus. Im besten Fall lässt sich die Temperaturabnahme um 10,5 % steigern, was sich wegen der infolgedessen steigenden **Bauteilkosten** (Wandstärke, etc.) jedoch nicht wirtschaftlich umsetzen lässt. Höhere als die betrachteten Drücke sind aufgrund der verwendeten Komponenten im Niederdruckteil (z.B. Kondensator, FKE) nicht Gegenstand der Untersuchung. Abbildung 64 zeigt die in Versuchen gemessene Prozessführung<sup>122</sup> jeweils mit und ohne IWÜ für die vier untersuchten Betriebspunkte<sup>119</sup> (BP). Dabei ist für jeden Betriebspunkt die Ansteuerung der Pumpe und der Expansionsmaschine auf die maximale Expanderleistung optimiert.

<sup>122</sup> Gemittelte Werte aus abgas- und kühlmittelseitiger Bilanzierung (Vorwärts-/Rückwärtsbilanzierung) sowie aus Messwerten

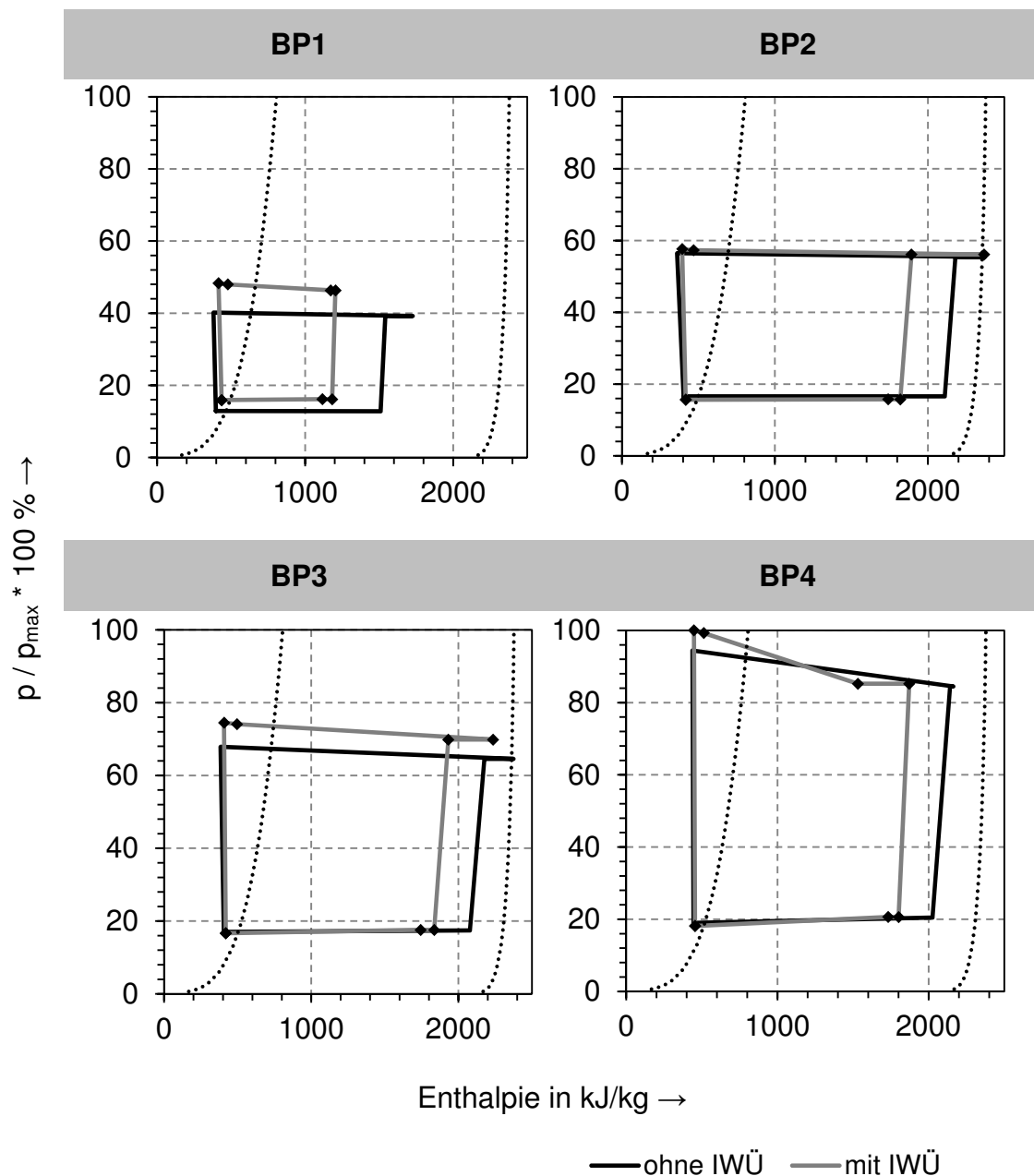


Abbildung 64: Entlastung Kondensator - Prozessvergleich

Abbildung 65 zeigt parallel dazu den Vergleich der erzielten **Expanderleistung**<sup>123</sup> für die beiden Systemkonfigurationen mit und ohne IWÜ. Über die vier betrachteten Betriebspunkte ist lediglich eine Differenz von  $\Delta P_{\text{Exp}} = 1 \%$  bis  $3 \%$  zu erkennen, welche sich im niederlastigen Betriebsbereich positiv und im höherlastigen Bereich nachteilig auf die erzielbare Leistung auswirkt.

<sup>123</sup> Bezogen auf die in den Betriebspunkten maximal erreichte Expanderleistung.

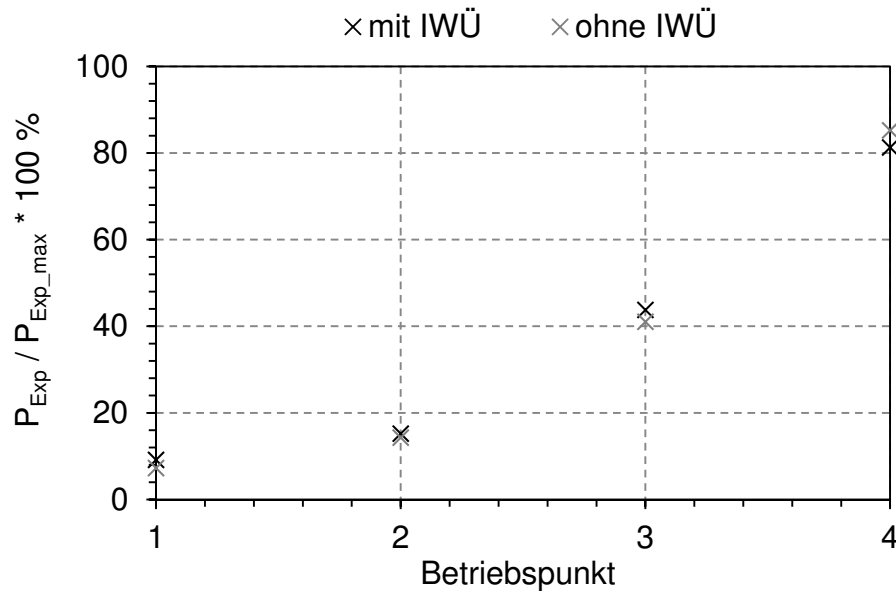


Abbildung 65: Leistungsvergleich mit und ohne IWÜ

In Abbildung 64 ist dagegen ein Effekt deutlich erkennbar. Durch den höheren **Arbeitsmediummassenstrom**, wie in Abbildung 66 gezeigt, kommt es zu einer Verschiebung des leistungsoptimalen **Dampfgehaltes** hin zu einem feuchteren Betrieb der Expansionsmaschine. Diese Verschiebung lässt sich durch den Zusammenhang zwischen Volumenstrom, Dichte und den Spalt- und Strömungsverlusten in der Expansionsmaschine infolge des höheren Massenstroms erklären. In Abbildung 66 ist der Quotient  $m_{flow} / m_{flow\_max}$  in den betrachteten Betriebspunkten jeweils für das System mit und ohne IWÜ dargestellt. Dabei erhöht sich der Durchsatz insbesondere beim oberen und unteren BP um bis zu 37 %.

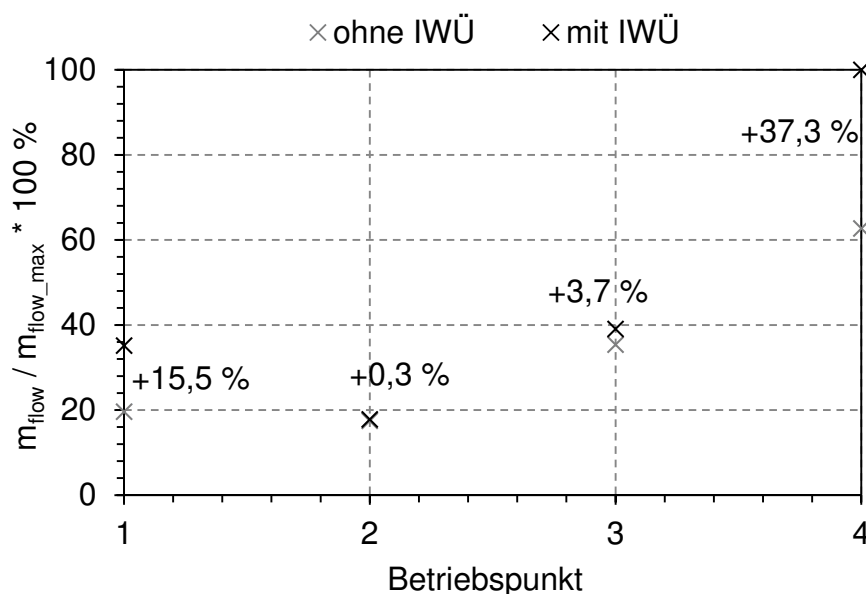


Abbildung 66: Einfluss IWÜ auf den Massenstrom

Um nun den erhöhten Massenstrom bei annähernd gleichem Volumenstrom innerhalb der Temperaturgrenzen zu realisieren, führt der Weg zwangsläufig über die Erhöhung der **Dichte** und damit über die **Absenkung des Dampfgehaltes**. Aus den oben beschriebenen Beobachtungen ist ersichtlich, dass diese in Bezug auf den Dampfgehalt im **Gegensatz** zueinander stehen. In der Theorie wirkt sich der Betrieb bei höheren Temperaturen<sup>124</sup> positiv auf das treibende Temperaturgefälle zwischen Expanderaustritt und IWÜ-Eintritt und damit auf die Entlastung des Kondensators aus, während die Messergebnisse zeigen, dass sich der optimale Betriebsbereich ohne konstruktive Anpassungen an der Expansionsmaschine deutlich zu niedrigeren Temperaturen<sup>124</sup> verschiebt.

Die theoretisch beschriebene **Entlastung des Kondensators** lässt sich anhand der experimentell ermittelten Messergebnisse bestätigen. In den Versuchen kann eine Entlastung des Kondensators durch den Einsatz eines IWÜ über den untersuchten Betriebsbereich von bis ca. 5 % nachgewiesen werden. In Abbildung 67 ist jeweils die über den Kondensator abgeführte Wärmeleistung<sup>125</sup> für das System mit und ohne inneren Wärmeübertrager in den jeweiligen Betriebspunkten aufgetragen. Aus der Differenz der Kondensationsleistungen ergibt sich die als Zahlenwert dargestellte Entlastung<sup>126</sup> des Kondensators.

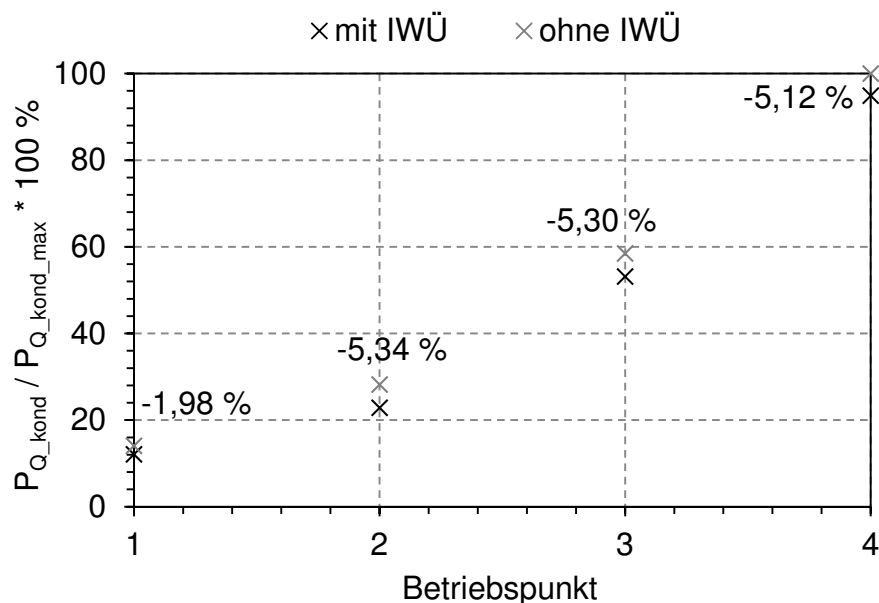


Abbildung 67: Entlastung des Kondensators durch Einsatz eines IWÜ

<sup>124</sup> Bei konstantem Druck.

<sup>125</sup> Bezogen auf die in den Betriebspunkten maximal anfallende Kondensationsleistung.

<sup>126</sup> Bezogen auf die im Betrieb ohne IWÜ anfallende Kondensationsleistung.

### 4.3.5 Fazit

Zusammenfassend lassen sich für den Einsatz eines IWÜ in mobilen Anwendungen die in Tabelle 8 genannten Ergebnisse festhalten.

Tabelle 8: Möglichkeiten und Grenzen beim Einsatz eines IWÜ

Ohne IWÜ	Möglichkeiten mit IWÜ	Grenzen des IWÜ
Bedingt durch den Systemaufbau mit FKE zum Ausgleich des Niederdrucks ist das System im Ruhezustand komplett mit Medium gefüllt und durch die hohen abgasseitigen Temperaturen ist zudem der Einsatz metallischer Komponenten unabdingbar. Dies sorgt für eine große <b>thermische Trägheit</b> des Systems, die insbesondere im <b>Kaltstart</b> zum späten Erreichen des zum Betrieb der Expansionsmaschine nötigen Dampfgehaltes führt.	Entgegen dem Basissystem ohne IWÜ müssen nicht alle beteiligten Komponenten erwärmt werden, ehe die Temperatur am Verdampfereintritt steigt. Sobald das flüssige Arbeitsmedium aus dem Arbeitsraum der Expansionsmaschine verdrängt und in der FKE gepuffert ist, beginnt die Wärmeübertragung über den IWÜ. Mit steigender Temperatur am Expanderaustritt steigt die Temperatur am Verdampfereintritt.	Die maximal mögliche Temperaturerhöhung des flüssigen Mediums vor Dampferzeuger hängt in erster Linie von der Temperatur des Arbeitsmediums nach Expansion und damit vom Niederdruck sowie vom Dampfgehalt ab.
Durch die während der Fahrt anliegende <b>Fahrzeugdurchströmung</b> erhöhen sich die <b>Temperaturverluste</b> zwischen Kondensatoraustritt und Verdampfereintritt. Die an die Umgebung abgegebene Wärme ist dem Kreislauf wieder durch das Abgas zuzuführen bzw. mindert die maximal mögliche Systemleistung.	Über den IWÜ lässt sich der Temperaturverlust weitgehend ausgleichen. Die Eintrittstemperatur liegt in der Regel oberhalb der Kondensationstemperatur. Die sich daraus ergebende Wärmeleistung des IWÜ liegt hierdurch über der messbaren Wärmeleistung anhand der Ein- und Austrittsbedingungen.	
Die über das Abgas in das System eingetragene Wärme muss abzüglich der von der Expansionsmaschine geleisteten Arbeit und der an die Umgebung abgegebenen Wärmeverluste über das Kühlsystem des Fahrzeugs abgeführt werden. Insbesondere	Über den IWÜ lässt sich ein Teil der im Arbeitsmedium nach Expansion steckenden Wärme rekuperieren und dem Arbeitsmedium in der flüssigen Phase auf Hochdruckniveau zwischen Pumpe und Dampferzeuger zuführen. Um diesen Betrag	Die maximale Entlastung des KS hängt in erster Linie von der Temperatur des Arbeitsmediums am Austritt der Expansionsmaschine ab. Bei Einsatz eines Gemisches und dem Betrieb im Zweiphasengebiet bedeutet dies eine Abhängigkeit vom Kondensator

re in höherlastigen Betriebspunkten kommt das Kühlsystem an seine Grenzen und die Wärme kann nicht mehr in vollem Umfang abgeführt werden.	wird die aus dem Abgas benötigte Wärmezufuhr verringert und der <b>Kondensator</b> bzw. das <b>Fahrzeugkühlsystem entlastet</b> .	sationsdruck, Dampfgehalt nach Dampferzeuger, Mischungsverhältnis und dem Wirkungsgrad der Expansionsmaschine.
Bei kleiner <b>Unterkühlung</b> nach Kondensation kommt es am Eintritt der Speisepumpe zu Kavitationseffekten, die den Wirkungsgrad verschlechtern und damit die Leistungsaufnahme der Pumpe stark erhöhen. Eine Erhöhung der Unterkühlung ist aus thermodynamischer Sicht nicht sinnvoll, da die zusätzliche Unterkühlung zu einer Erhöhung der abzuführenden Kondensationswärme führt.	Über den IWÜ lässt ein großer Teil der für die Erhöhung der Unterkühlung aufgebrauchten <b>Kondensationswärme</b> ausgleichen, wodurch nicht zwangsläufig bei größerer Unterkühlung dem Abgas auch mehr Wärme entzogen werden muss, um auf die gleichen Austrittsbedingungen zu kommen. Der IWÜ ermöglicht damit die Erhöhung der Unterkühlung zur Effizienzsteigerung der Pumpe bei geringer Erhöhung der Abzuführenden Wärme.	Mit <b>Absenken</b> der Temperatur am Kondensatoraustritt zur Erhöhung der Unterkühlung muss eine <b>Anpassung</b> des IWÜ stattfinden, um dasselbe Temperaturniveau am Verdampfereintritt zu erreichen. Ist diese Anpassung nicht möglich, sinkt auch die Austrittstemperatur des Mediums am IWÜ zulasten der abzuführenden Wärme. Zudem ändert sich mit zunehmender Unterkühlung und unter Einsatz eines IWÜ der leistungsoptimale Dampfgehalt, was u. U. eine Anpassung der Expansionsmaschine erfordert.

Entgegen der angeführten Erkenntnisse in den zu Beginn dieses Kapitels genannten Veröffentlichungen zum Einsatz eines IWÜ in ORC-Anlagen, dass der IWÜ beim **Einsatz im Zweiphasengebiet** und unter Verwendung von **Reinstoffen** kein Potenzial aufweist, kann durch theoretische und messtechnische Untersuchungen ein deutliches Potenzial nachgewiesen werden. Im ORC zur Abwärmenutzung eingesetzt, steigert er nicht nur den **thermischen Wirkungsgrad** des Systems sondern führt auch zur **Entlastung des Kondensators**. Darüber hinaus gleicht der IWÜ die gewollte Unterkühlung zur Steigerung des Pumpenwirkungsgrades sowie die ungewollte Unterkühlung infolge des transienten Betriebs aus und steigert so die Nettoleistung des Systems.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Integration eines **Dampfkraftprozesses** zur **Rückgewinnung der Abgasenthalpie** stellt nicht nur in Punkto Auslegung eine Herausforderung dar. Durch einen Einsatz im Fahrzeug würden sich **Rahmenbedingungen** ergeben, die zum einen eine wesentliche Anpassung des grundsätzlich bekannten CRP an diese Bedingungen erfordert, zum anderen jedoch auch Möglichkeiten schafft, **Optimierungsmethoden** anzuwenden, deren Potenzial in **Stationäranlagen** als gering eingestuft ist.

Basis der Untersuchung von **Ejektoren** zur zusätzlichen Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittel bildet eine theoretische Auslegung der Geometrie anhand der einzelnen Bestandteile. Die Berechnung exemplarischer Verschaltungen anhand eines vereinfachten **Ersatzmodells** führt zu dem Ergebnis, dass der Einsatz eines Ejektors für das Vorhaben der Kühlmittelnutzung aufgrund der thermodynamischen Randbedingungen und des **geringen Wirkungsgrades** in diesem Zusammenhang nicht sinnvoll ist. Messungen am Komponentenprüfstand bestätigen die theoretischen Ergebnisse und liefern Erkenntnisse für weitere Anwendungsbereiche aus zahlreicher Literatur. Bedingt durch die Fokussierung auf weitere Optimierungspotenziale am Fahrzeuge ist nur der **Flüssigstrahlejektor** vermessen und aufgrund des schlechten Wirkungsgrades als nicht zielführend im Zusammenhang mit dem betrachteten System eingestuft.

Einen Schwerpunkt der Arbeit bildet der Auf- und Umbau einer Anlage mit **ORC** zur Nutzung der Abgasenthalpie, um das Potenzial zur **Steigerung des thermischen Wirkungsgrades** sowie die Anpassung an die Restriktionen, die sich in der mobilen Anwendung ergeben, zu untersuchen. Als Grundlage dienen dabei die Erkenntnisse aus Messreihen am Fahrzeug. Im Zuge der Umstellung auf ein **einflutiges System** mit nur einem Dampferzeuger kann das Problem der **Massenstromaufteilung** (vgl. Kapitel 2.2) eliminiert werden. Ein deutliches Potenzial des ORC zur thermischen Rekuperation ist bereits durch die erste Generation nachgewiesen. Durch den Einsatz einer **Füllstand-Kompensationseinheit**<sup>127</sup> (FKE) und eines **inneren Wärmeübertragers** (IWÜ) kann das Betriebsverhalten des Systems

---

<sup>127</sup> In der vorliegenden Arbeit als **Membranausgleichsbehälter** ausgeführt.

insbesondere unter den **transienten Rahmenbedingungen** deutlich stabilisiert werden.

Die **FKE** dient dazu, eine betriebspunktabhängige Füllung des Systems zu realisieren und den Ruhedruck bei Stillstand auf Umgebungsdruck anzuheben. Ziel der theoretischen Betrachtung ist eine Aussage über das **Betriebsverhalten** der FKE unter Verwendung verschiedener Arbeitsmedien zu treffen. Als Ergebnis ist die Notwendigkeit eines **definierten Ausgleichsvolumens** auf der Gasseite der FKE bei Verwendung eines Arbeitsmediums mit **niedriger Siedetemperatur** festzuhalten. Der Einsatz verschiedener **Gase** und **Kältemittel** zum Aufbringen eines definierten Gegendruckes auf der Gasseite ermöglicht die Anpassung des Betriebsverhaltens auf das verwendete Arbeitsmedium und das Systeminnenvolumen. Experimentelle Versuche zeigen ein deutliches Potenzial zur Abstimmung des Systems auf einen weiten Betriebsbereich. Einziger Nachteil bei Einsatz eines Puffervolumens ergibt sich im Kaltstartverhalten des Systems durch das geringere Druckverhältnis gegenüber einem geschlossenen System mit fixer Füllmenge. Dem gegenüber steht jedoch die gesteigerte **Stabilität** des Massenstroms beim **Anfahren** und **Herunterfahren** des Systems. Einer der entscheidenden Vorteile ergibt sich im Ruhezustand des Systems. Durch den Druckausgleich gegenüber Umgebung entfällt die Anforderung an die **Dichtheit** gegenüber Unterdruck, wodurch das Eindringen von **Fremdgasen** vermieden werden kann.

Die Integration eines **inneren Wärmeübertragers** weist anhand gängiger Literatur (vgl. Kapitel 4.3.1) ein nur geringes Potenzial unter den betrachteten Betriebsbedingungen<sup>128</sup> auf. Bei Einsatz eines **Gemisches** ergeben sich jedoch aufgrund der Rekuperation des Temperaturglides<sup>46</sup> wiederum Vorteile des IWÜ. Durch Betrachtung real auftretender **Wärmeverluste**<sup>129</sup> steigt das Potenzial des inneren Wärmeübertragers zur Wirkungsgradsteigerung des Systems weiter an. Ziel der theoretischen Betrachtung ist eine Abschätzung der Leistungsfähigkeit des IWÜ unter den gegebenen Randbedingungen sowie dessen Einfluss auf den Betrieb des Systems. Experimentelle Untersuchungen zeigen einen deutlichen Einfluss des IWÜ auf den thermodynamischen Prozess und auf das **Betriebsverhalten** unter **realen Bedingungen**. Hierdurch lässt sich das **Kühlsystem**<sup>130</sup> zu einem gewissen Teil

---

<sup>128</sup> Durch Einsatz eines Scrollexpanders wird das System im Zweiphasengebiet betrieben.

<sup>129</sup> Durch Strahlung und Konvektion.

<sup>130</sup> Das Kühlsystem bildet als Wärmesenke des Systems einen limitierenden Faktor und führt somit zur Teillastauslegung.



entlasten, was den Einsatzbereich des Systems zusätzlich erweitert. Ein weiterer Vorteil bei Verwendung eines IWÜ ergibt sich aus der Möglichkeit der Erhöhung der Unterkühlung<sup>131</sup>. Analog zur Gemischunterkühlung lässt sich auch diese durch den IWÜ in gewissen Grenzen ausgleichen.

Nachdem sowohl durch theoretische als auch durch experimentelle Untersuchungen die Tauglichkeit des Systems für den Einsatz im Fahrzeug nachgewiesen ist, gilt es, das System auf ein definiertes Zielfahrzeug abzustimmen und die **Komplexität** weiter zu reduzieren. Durch eine kompaktere Anordnung der Komponenten lassen sich **Temperaturverluste** weiter **minimieren** und z.B. durch Integration des inneren Wärmeübertragers in den Kondensator die Anzahl der Komponenten im System weiter verringern.

Der in Kapitel 4.1.6 vorgestellte Ansatz zur Integration eines **Ejektors** zur **Ladeluftkühlung** erweitert den Einsatzbereich des ORC und bietet neue Möglichkeiten im Zusammenhang mit einem erweiterten Gesamtkonzept für das Thermomanagement im Fahrzeug. Es gilt die beiden Verschaltungsmöglichkeiten (Reihen- und Parallelschaltung) in Bezug auf Nutzen und Handling weiter zu untersuchen. Bei entsprechender Auslegung des Systems bietet diese Ausbaustufe die Möglichkeit, das System statt nur auf den Teillastbereich auf den gesamten Betriebsbereich des Fahrzeugs zu erweitern. Insbesondere die **Parallelschaltung** verspricht durch die Möglichkeit der **bedarfsgerechten** Aufteilung des Massenstroms eine optimale Anpassung an die Motoranforderungen.

Weiterhin gilt es, den Einfluss der in Abschnitt 4.2.3 theoretisch betrachteten Medien zur Aufbringung eines Gegendruckes auf der Gasseite der FKE in experimentellen Untersuchungen zu verifizieren. Hierdurch könnte der Niederdruck im Betrieb weiter abgesenkt und durch Vergrößerung des Druckverhältnisses die Nettoleistung des ORC weiter gesteigert werden.

Abschließend sei festgehalten, dass der ORC zur Nutzung der Abgasenthalpie ein geeignetes Mittel darstellt, den **steigenden Rohölpreisen** und **Anforderungen der Gesetzgebung** entgegenzutreten. Dabei ist in erster Linie nicht die Steigerung der **Komplexität** des Kreislaufes zur Erhöhung seines Wirkungsgrades sondern zielführend. Vielmehr ist es die Reduktion derselben, als auch die **Beruhigung** des

---

<sup>131</sup> Vorteilhaft in Bezug auf das Vermeiden von Kavitationseffekten am Pumpeneintritt.

Kreislaufs unter den transienten Randbedingungen, um den Einsatz im Fahrzeug unter den Aspekten Kosten und Nutzen effizient darzustellen.

## Anhang

### Bestimmung der thermodynamischen Zustandsgrößen

Die Bestimmung des thermodynamischen Zustandes im ORC stellt eine Herausforderung dar und ist aufgrund der Messtoleranzen der verwendeten Sensoren stets mit einer gewissen Ungenauigkeit behaftet. Während die Bestimmung des Zustandes in der flüssigen Phase anhand von Druck und Temperatur aufgrund der annähernd senkrecht verlaufenden Isothermen im p,h-Diagramm auch bei kleiner Messungenauigkeit relativ präzise ist, kann diese Messungenauigkeit im Zweiphasengebiet zu großen Abweichungen führen. Um die Messergebnisse die den Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit zugrunde liegen verifizieren zu können, ist eine Methodik zur Auswertung der Messdaten sinnvoll.

Im Folgenden sollen deshalb zwei Ansätze zur Bestimmung der thermodynamischen Zustandsgrößen vorgestellt werden, auf deren Basis die Auswertungen in dieser Arbeit aufsetzen. Zunächst steht eine Sensitivitätsanalyse der verwendeten Sensoren und des Mischungsverhältnisses im Fokus, um die Auswirkungen evtl. auftretender Messungenauigkeiten auf die Bestimmung der Prozessparameter abschätzen zu können. Darauf aufsetzend bietet die Mittelwertbildung aus einer Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung eine Möglichkeit, große Messabweichungen erkennen und egalisieren zu können.

### Sensitivitätsanalyse

Da, wie eingangs erwähnt, die Bestimmung der Zustände in der flüssigen Phase weniger durch die Abweichungen mit Fehlern behaftet ist, konzentriert sich die Sensitivitätsanalyse auf den Bereich des Zweiphasengebiets.

### Drucksensoren

Zur Messung der Systemdrücke kommen hauptsächlich Druckgeber der Firma PMT GmbH zum Einsatz. Die der Sensitivitätsanalyse zugrundeliegenden **Toleranzen** können den Datenblättern der verwendeten Sensoren in Abbildung A3 und Abbildung A4 im Anhang entnommen werden. Betrachtet wird die Abweichung zwischen dem

über den fehlerhaften Druck  $p \pm a_{\max}$  und Temperatur  $T$  ermittelten Dampfgehalt  $x(T,P)|_{0 \leq x \leq 1}$  und dem real herrschenden Dampfgehalt  $x_{\text{real}}$  für den relevanten Druckbereich  $0 < p \leq p_{\max}$  bei einer maximalen Toleranz von  $a_{\max} = \pm 0,015$ . Der maximale **relative Fehler**  $f$  ergibt sich nach

$$f = \frac{x(T, (p \pm a_{\max})) - x_{\text{real}}}{x_{\text{real}}} \cdot 100 \quad \text{Gl. 0.1}$$

Abbildung A1 zeigt für ein definiertes Mischungsverhältnis<sup>132</sup> den maximalen relativen Fehler (Abweichung) im Dampfgehalt, bei negativer Abweichung des gemessenen Druckes zum realen Druck um die maximale Toleranz von 1,5 %, aufgetragen über dem Quotienten  $p / p_{\max}$  und dem real herrschenden Dampfgehalt  $x$ .

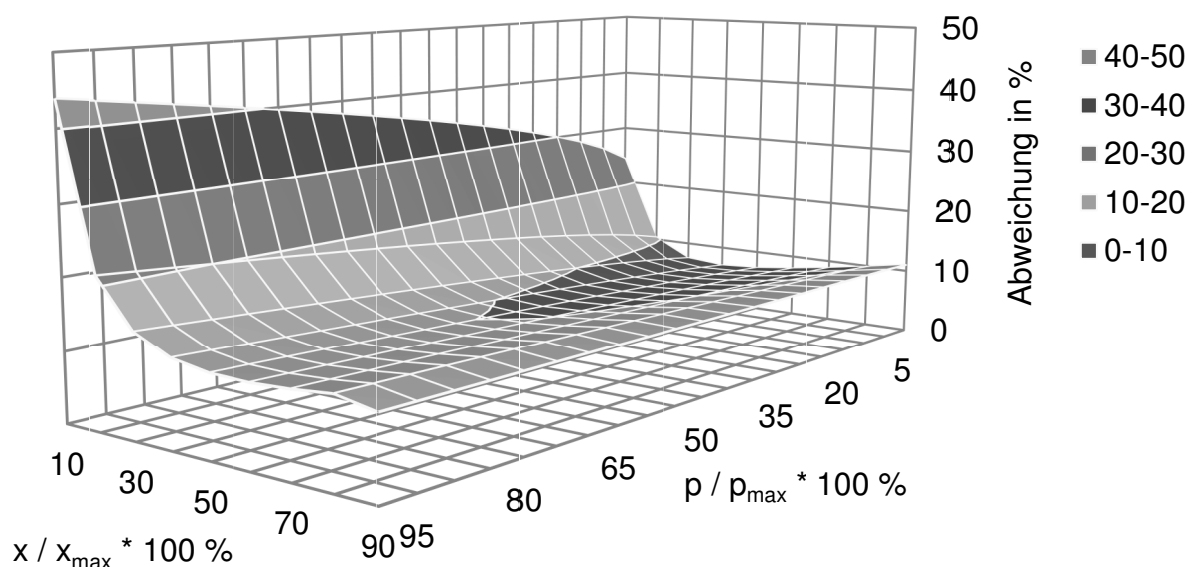


Abbildung A1: Relativer Fehler im Dampfgehalt bei negativer Druckabweichung

Im Zielbereich des Dampfgehaltes von  $x / x_{\max} > 40 \%$  liegt die durchschnittliche Abweichung bei rund 7% bis 12 %. Die Abhängigkeit vom Druck ist in diesem Bereich sehr gering und liegt bei maximal 5 %. Bei  $x / x_{\max} < 40 \%$  steigt die

<sup>132</sup> Die Angabe des Mischungsverhältnisses bezieht sich, sofern nicht anders angegeben, immer auf das Massenverhältnis eines binären Gemisches aus Wasser und Frostschutzmittel. In den experimentellen Untersuchungen wird stets Öl als Schmierstoff für Pumpe und Expansionsmaschine hinzugegeben welches in der Angabe des Mischungsverhältnisses nicht mit berücksichtigt wird.

Abweichung sehr schnell auf Maximalwerte zwischen 12 % und 44 % an. Hier spielt die Lage des Drucks eine signifikante Rolle und kann bis maximal 20 % des relativen Fehlers ausmachen. Die dem Diagramm zugrundeliegenden Zahlenwerte sind Abbildung A5 zu entnehmen. Der relative Fehler bei positiver Abweichung liegt in derselben Größenordnung und liegt bei höheren  $x$  um bis maximal 2 % unterhalb und bei kleinen  $x$  bis knapp 1,5 % über dem Fehler der negativen Abweichung. Die genauen Zahlenwerte der positiven Abweichung sind Abbildung A6 zu entnehmen.

### Temperatursensoren

Zur Messung der Temperaturen im Arbeitsmedium kommen Pt100 **Widerstandsthermometer** der Klasse A zum Einsatz. Die der Sensitivitätsanalyse zugrundeliegenden Toleranzen sind in DIN EN 60751 bzw. IEC 751 definiert und in Tabelle A1 aufgelistet.

Tabelle A1: Toleranzen Pt100 Widerstandsthermometer nach DIN EN 60751

Temperaturbereich	Toleranz
in °C	in K
-200	0,55
-100	0,35
0	0,15
100	0,35
200	0,55
300	0,75

Der maximale Fehler durch Abweichung in der Temperaturmessung ergibt sich nach

$$f = \frac{x(T \pm (0,15 + 0,002 \cdot T), P) - x_{\text{real}}}{x_{\text{real}}} \cdot 100 \quad \text{Gl. 0.1}$$

Abbildung A2 zeigt für das eingesetzte Arbeitsmedium den **maximalen relativen Fehler** im Dampfgehalt, bei negativer Abweichung der gemessenen Temperatur zur realen Temperatur um die maximale Toleranz nach Tabelle A1, aufgetragen über dem Quotienten  $p / p_{\text{max}}$  und dem real herrschenden Dampfgehalt  $x$ .

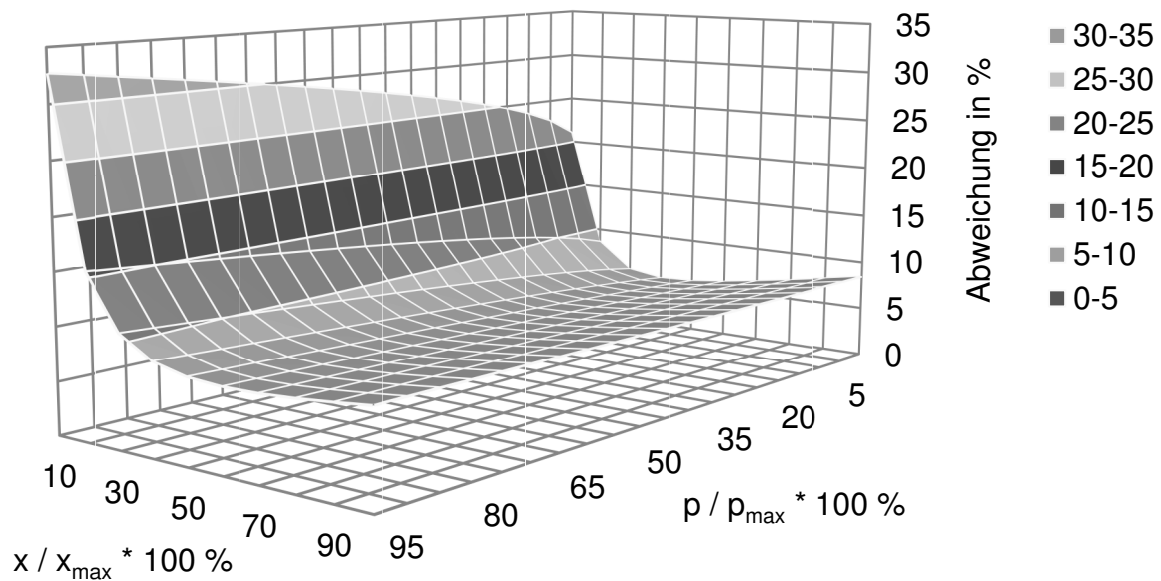


Abbildung A2: Relativer Fehler im Dampfgehalt bei negativer Temperaturabweichung

Der durch Messtoleranzen der Temperatursensoren maximal mögliche relative Fehler zeigt das gleiche Verhalten wie der relative Fehler durch Toleranzen in der Druckmessung, liegt aber durch den engeren Toleranzbereich der Pt100-Widerstandsthermometer insgesamt auf einem niedrigeren Niveau. Die maximale Abweichung liegt im relevanten Bereich von  $40 \% \leq x \leq 100 \%$  bei unter 9 %. Die genauen Zahlenwerte für die prozentuale Abweichung des Dampfgehaltes für positive und negative Messungenauigkeiten sind jeweils Abbildung A7 und Abbildung A8 zu entnehmen.

Basierend auf dem durch die Sensortoleranzen entstehenden, relativen Fehler wird klar, dass es bei der Bestimmung des thermodynamischen Zustandes, basierend auf reinen Messdaten, schnell zu enormen **Abweichungen** kommen kann, die eine **exakte Beschreibung des Kreisprozesses** fast unmöglich macht. Zur Auswertung der Messdaten ist die Mittelwertbildung aus einer Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung sinnvoll, um den Bereich der Abweichungen eingrenzen und damit den Kreisprozess sauber beschreiben zu können. Diese ist im folgenden Abschnitt näher beschrieben.

## Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung und Mittelwertbildung

Wie oben angedeutet, ist die Beschreibung des Kreisprozesses mithilfe der kreislaufinternen Messdaten unter Umständen mit großen **toleranzbedingten**

**Abweichungen** behaftet. Um den **Zustand des Arbeitsmediums** im Zweiphasengebiet zwischen Dampferzeuger und Kondensator eingrenzen zu können, gibt es zwei Möglichkeiten. Dies ist zum einen die **Mittelwertbildung des Massenstromes** und anschließender Neubilanzierung des Kreislaufes und zum anderen die **Bilanzierung** über die **Wärmequelle** und **Wärmesenke** mithilfe der Messwerte vor u. nach der Expansionsmaschine (Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung), anschließendem **Vergleich der Enthalpien** und **Rückrechnung** auf den Massenstrom.

### Mittelwertbildung

Die Bilanzierung des **Dampferzeugers** erfolgt über die Abgasseite nach Gl. 0.2, beinhaltet keine Wärmeverluste an die Umgebung und stellt somit die **maximal an das Arbeitsmedium übertragbare Wärmemenge** dar.

$$\dot{Q}_{AG} = \dot{m}_{AG} \cdot c_{p,AG} \cdot (T_{AG,e} - T_{AG,a}) \quad \text{Gl. 0.2}$$

Anhand der Messwerte der Druck- und Temperatursensoren vor der Expansionsmaschine bzw. nach dem Dampferzeuger lässt sich die **theoretische Enthalpie** am Verdampferaustritt  $h = h(T,p)$  bestimmen. Der theoretisch benötigte Massenstrom zum Erreichen dieses Zustandes ergibt sich aus Gl. 0.3.

$$\dot{m}_{AM} = \frac{\dot{Q}_{AG}}{(h_{AM,a} - h_{AM,e})} \quad \text{Gl. 0.3}$$

Anschließend erfolgt die Bilanzierung auf der **Kühlmittelseite** über die, durch den Kondensator auf das Kühlmittel übertragene Wärme unter Verwendung p,T-Sensoren nach der Expansionsmaschine bzw. vor dem Kondensator. Über diese lässt sich die **minimal über das Abgas entnommene Wärme** unter der Annahme eines adiabaten Systems ermitteln.

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{KW,a} - T_{KW,e}) \quad \text{Gl. 0.4}$$

$$\dot{m}_{AM} = \frac{\dot{Q}_{KW}}{(h_{AM,e} - h_{AM,a})} \quad \text{Gl. 0.5}$$

Aus den beiden nach Gl. 0.3 und Gl. 0.5 ermittelten Massenströmen lässt sich nun der gemittelte Massenstrom bilden und mit dessen Hilfe nach Umstellen von Gl. 0.2 die theoretische Enthalpie vor Expansionsmaschine berechnen. Anhand des

gemessenen Niederdruckes und mithilfe des Expanderwirkungsgrades lässt sich der thermodynamische Zustand nach der Expansionsmaschine bestimmen.

### Vorwärts/Rückwärtsbilanzierung

Über die gemessenen Drücke und Temperaturen vor und nach der Expansionsmaschine lässt sich der thermodynamische Zustand im jeweiligen Punkt bestimmen. Aufgrund der oben beschriebenen Sensortoleranzen kann es hierbei zu großen Differenzen kommen, sodass unter Umständen die aus den Messwerten ermittelte Enthalpie nach Expansion größer ist als vor der Expansion. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, die beiden ermittelten **Enthalpien auf gleichem Druckniveau** miteinander zu **vergleichen**, indem über den Expander jeweils auf das andere Druckniveau bilanziert wird. Die reale Expansion sollte dabei im p,h-Diagramm rechts von der über das Kühlmittel und links von der über das Abgas ermittelten theoretischen Expansion liegen.

Ist der **Expanderwirkungsgrad** bekannt, erfolgt die Berechnung der Enthalpie nach Expansion  $h_{\text{Exp,a}}$  anhand der über Druck und Temperatur ermittelten Enthalpie vor Expansion  $h_{\text{Exp,e}}(T,p)$  (Vorwärtsbilanzierung<sup>133</sup>).

$$h_{\text{Exp,a}} = h_{\text{Exp,e}}(T,p) - \eta_{\text{Exp}} \cdot \left( h_{\text{Exp,e}}(T,p) - h_{\text{Exp,a,th}}(p_{\text{Exp,a}}, s_{\text{Exp,e}}) \right) \quad \text{Gl. 0.6}$$

Ist die über die Kühlmittelseite bilanzierte Enthalpie größer als die über das Abgas bilanzierte Enthalpie, würde dies bedeuten, dass mehr Wärme aus dem System abgeführt als zugeführt wird. In diesem Fall handelt es sich entweder um einen **instationären Zustand** oder um eine größere **Abweichung der Sensoren**.

Im umgekehrten Fall der Rückwärtsbilanzierung, wird der Zustand vor der Expansionsmaschine anhand des thermodynamischen Zustandes am Expanderaustritt ermittelt. In diesem Fall ist die Enthalpie  $h_{\text{vExp}}$  über eine **Zielwertsuche** mithilfe der Entropie zu ermitteln. Die Berechnung der theoretischen Enthalpie nach Expansion erfolgt nach Gl. 0.7.

---

<sup>133</sup> Bilanzierung in Richtung des Kreisprozesses (rechtsläufig) ausgehend vom thermodynamischen Zustand am Expandereintritt.



$$h_{\text{Exp,a,th}} = h_{\text{Exp,e,th}}(p_{\text{Exp,e}}, s_{\text{th}}) - \eta_{\text{Exp}} \cdot (h_{\text{Exp,e,th}}(p_{\text{Exp,e}}, s_{\text{th}}) - h_{\text{Exp,a,is}}(p_{\text{Exp,a}}, s_{\text{th}})) \quad \text{Gl. 0.7}$$

Über die Zielwertsuche wird die theoretische Entropie  $s_{\text{th}}$  variiert, bis die theoretische Enthalpie nach Expansion  $h_{\text{Exp,a,th}}$  mit der, anhand von Druck und Temperatur nach Expansion ermittelten, Enthalpie  $h_{\text{Exp,a}}$  übereinstimmt. Mithilfe des gemessenen Druckes  $p_{\text{Exp,e}}$  und der über die Zielwertsuche ermittelten Entropie lässt sich die Enthalpie vor Expansion bestimmen.

In der Regel weisen die im **Niederdruckteil** verbauten Sensoren mit einem kleineren Druckbereich auch eine **geringere Toleranz** auf, weshalb es sich empfiehlt, den umständlicheren Weg über die **Rückwärtsbilanzierung** zu nehmen. Beim Vergleich der über die Messwerte ermittelten Enthalpie mit der, über die Bilanz ermittelten Enthalpie spiegelt im Idealfall (keine toleranzbedingten Abweichungen) die Differenz der beiden Enthalpien die Wärmeverluste (inkl ggf. Abweichungen vom realen Expanderwirkungsgrad) wider. Über die Mittelwertbildung der beiden Enthalpien lässt sich nun wieder anhand von Gl. 0.3 oder Gl. 0.5 ein gemittelter Massenstrom berechnen.

In der vorliegenden Arbeit sind die beiden hier beschriebenen Vorgehensweisen gegenüber einander verifiziert, sodass die in dieser Arbeit gewonnenen Messergebnisse und Auswertungen als hinreichend exakt und aussagekräftig angesehen werden können.

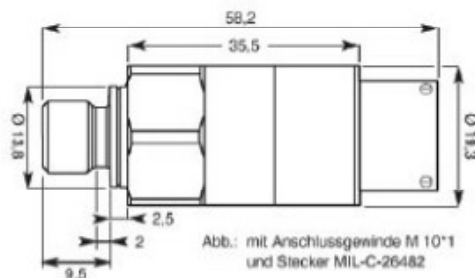
## Drucksensor Baureihe DS19 — Technische Daten

<b>Messzelle</b>	Silizium piezoresistiv, Edelstahlmembrane mit Ölvorlage	<b>Nullpunkt- und Endwertablage</b>	Typisch < 10 mV bei 5 V Signalspanne bei 25°C
<b>Messbereiche</b>	Anfangswert -1 bis 0 bar	<b>Ansprechzeit T90</b>	1 ms
<b>Relativdruck</b>	Endwert 0,2 bis 40 bar	<b>Mechanischer Anschluss</b>	M10*1 (DIN ISO6149-2) G1/4" (DIN 3852-Teil 11) M14*1,5 Anzugmoment 15 Nm Anschlag SW 19 Andere Anschlüsse auf Anfrage
<b>Absolutdruck</b>	0/1 bar bis 0/40 bar	<b>Elektrischer Anschluss</b>	Kabel, fest angeschlossen Stecker MIL-C-26482 Metallstecker M12 Andere Anschlüsse auf Anfrage
<b>Überlast</b>	2 x Messbereichsendwert	<b>Schutzart nach</b>	(EN 60529) IP 65 bis IP 69K abhängig von Ausführung
<b>Berstdruck</b>	> 3 x Messbereichsendwert	<b>Isolationswiderstand</b>	> 10 MΩ
<b>Druckmedien</b>	Kompatibel mit Edelstahl 1.4301, 1.4401	<b>ESD</b>	(EN 61000-4-2) ± 8 kV zu Kontakten, ± 15 kV zum Gehäuse
<b>Ausgangssignal</b>	0 bis 5 V, 1 bis 6 V, 0 bis 10 V Andere nach Rücksprache	<b>EMV</b>	(EN 61000-4-3) 150 V/m @ 1 MHz bis 1 GHz
<b>Betriebsspannung</b>	8 bis 30 VDC, max. 12 mA 12 bis 30 VDC bei Signal bis 10 V 3- oder 4-Leiter-Ausführung Verpolschutz, kurzschlussfest bis 30 V	<b>Vibration</b>	(EN 60068-2-64) 10 g effektiv @ 20 bis 2000 Hz
<b>Nichtlinearität, Hysteresis und Wiederholbarkeit kombiniert bei 25 °C</b>	Typisch < ± 0,15 % vom Messbereich	<b>Schock</b>	(EN 60068-2-27) 50 g (11 ms)
<b>Arbeitstemperatur</b>	-40 bis +125 °C kurzzeitig bis 140 °C (max. 200 h)	<b>Masse</b>	Typisch 45 g
<b>Genauigkeit* von -40 bis +125 °C</b>	< ± 1,5% vom Messbereich Höhere Genauigkeit auf Anfrage		
<b>Langzeitstabilität</b>	Typisch < ± 0,1% vom Messbereich / a		

\* die Genauigkeit beinhaltet die Temperatureinflüsse über den angegebenen Bereich, die Nichtlinearität, die Hysteresis, die Wiederholbarkeit sowie die Nullpunkt- und Endwertablage.

### Bestellangaben:

Modell	DS19
Messbereich	0 bis 20 bar, absolut
Signal	0 bis 5 VDC
Mechanisch	M14*1,5
Elektrisch	M12
Genauigkeit	± 1,5%



### Weiteres Lieferprogramm:

- Drucksensoren DS15 Ø 27 mm, Messbereich 0 / 2 bar bis 0 / 600 bar relativ
- Drucksensoren DS16 Ø 19 mm, Messbereich 0 / 2 bar bis 0 / 350 bar relativ
- Drucksensoren DS51 Ø 27 mm, Messbereich 0 / 0,2 bar bis 0 / 40 bar relativ und absolut
- Durchflussmessturbinen für Flüssigkeiten und Gase
- Magnetisch induktive Messkette für Flüssigkeiten
- Linearisierende Signalverstärker mit Analog- und CAN Schnittstelle

Ausgabe 04-2013 • Änderungen vorbehalten

**PMT**

PMT GmbH • Bürgermeister-Kiefer-Str. 32 • 84072 Au Hallertau  
Tel. 08752 865961 • Fax. 08752 865963 • [info@pmt-au.de](mailto:info@pmt-au.de) • [www.pmt-au.de](http://www.pmt-au.de)

Abbildung A3: Technische Daten PMT Drucksensor DS19

## Differenzdrucksensor DP 19WW — Technische Daten

<b>Messzellen</b>	Silizium, piezoresistiv mit Ölvorlage und Edelstahlmembrane
<b>Messbereich 1</b>	von -300/+300 mbar Differenzdruck bis -1000/+2500 mbar Differenzdruck andere nach Rücksprache
<b>Messbereich 2</b>	0/4 bar absolut (Anschluss HP)
<b>Überlast einseitig</b>	maximal 7 bar absolut
<b>Systemdruck</b>	maximal 4 bar absolut
<b>Druckmedien</b>	kompatibel mit Edelstahl 1.4301, 1.4401
<b>Arbeitstemperatur</b>	-40 bis + 125 °C
<b>Gesamtfehler -40/+100 °C</b>	< ±1,5% vom Messbereich
<b>Gesamtfehler +100/+125 °C</b>	< ±2% vom Messbereich
<b>Ablage Anfangs-/ Endwert</b>	typisch < ±15 mV bei 25 °C
<b>Langzeitdrift</b>	typisch < ±0,1% vom Messbereich/a
<b>Ausgangssignal 1</b>	0,5 bis 4,5 VDC, ratiometrisch andere nach Rücksprache
<b>Ausgangssignal 2</b>	0,5 bis 4,5 VDC, ratiometrisch
<b>Betriebsspannung</b>	5 VDC
<b>Überspannungsschutz</b>	± 30 VDC
<b>Anschluss elektrisch</b>	2*1 m Draka-Kabel
<b>Anschluss mechanisch</b>	Innengewinde M10*1 Innengewinde M8*1 mit Dichtkegel 115° ± 2° andere nach Rücksprache
<b>Gehäuse</b>	PBT 30% GF
<b>Dokumentation</b>	Messdaten der Endprüfung als Excelfile

### Bestellangaben:

Modell	DP19 WW
Messbereich	-500/+500 mbar und 0/4 bar absolut
Signal	0,5 bis 4,5 VDC, ratiometrisch
Mechanisch	M14*1,5
Elektrisch	2 * 2 m Kabel

### Weiteres Lieferprogramm:

- Drucksensoren DS15 Ø 27 mm, Messbereich 0 / 2 bar bis 0 / 600 bar relativ
- Drucksensoren DS16 Ø 19 mm, Messbereich 0 / 2 bar bis 0 / 350 bar relativ
- Drucksensoren DS19 Ø 19 mm, Messbereich 0 / 0,2 bar bis 0 / 40 bar relativ und absolut
- Drucksensoren DS51 Ø 27 mm, Messbereich 0 / 0,2 bar bis 0 / 40 bar relativ und absolut
- Durchflussmessturbinen für Flüssigkeiten und Gase
- Linearisierende Signalverstärker mit Analog- und CAN Schnittstelle

Ausgabe 10-2011 • Änderungen vorbehalten

**PMT**

PMT GmbH • Bürgermeister-Kiefer-Str. 32 • 84072 Au Hallertau  
Tel. 08752 865961 • Fax. 08752 865963 • [info@pmt-au.de](mailto:info@pmt-au.de) • [www.pmt-au.de](http://www.pmt-au.de)

$\frac{x}{x_{\max}}$ p	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
5	24,45	10,38	7,33	6,83	7,20	7,93	8,86	9,90	11,02
10	26,85	11,52	8,02	7,30	7,55	8,21	9,09	10,09	11,11
15	28,61	12,44	8,60	7,71	7,86	8,46	9,29	10,26	11,11
20	30,07	13,23	9,12	8,08	8,14	8,68	9,47	10,41	11,11
25	31,35	13,94	9,60	8,42	8,40	8,89	9,64	10,55	11,11
30	32,50	14,60	10,04	8,74	8,65	9,08	9,80	10,68	11,11
35	33,57	15,21	10,46	9,05	8,88	9,27	9,95	10,81	11,11
40	34,56	15,78	10,85	9,34	9,10	9,45	10,10	10,93	11,11
45	35,50	16,32	11,23	9,62	9,32	9,62	10,24	11,05	11,12
50	36,39	16,84	11,59	9,89	9,53	9,79	10,38	11,16	11,12
55	37,25	17,34	11,94	10,15	9,73	9,95	10,51	11,27	11,12
60	38,08	17,82	12,28	10,41	9,93	10,11	10,64	11,37	11,12
65	38,88	18,28	12,61	10,65	10,12	10,26	10,76	11,48	11,12
70	39,66	18,73	12,93	10,89	10,31	10,42	10,89	11,58	11,12
75	40,41	19,17	13,24	11,13	10,50	10,56	11,01	11,68	11,12
80	41,15	19,60	13,55	11,36	10,68	10,71	11,13	11,78	11,12
85	41,88	20,02	13,85	11,59	10,86	10,85	11,24	11,87	11,12
90	42,59	20,43	14,14	11,81	11,03	10,99	11,36	11,97	11,12
95	43,29	20,83	14,43	12,03	11,20	11,13	11,47	12,06	11,13
100	43,98	21,23	14,71	12,25	11,38	11,27	11,59	12,15	11,13

Dampfgehalt

Abbildung A5:  $\Delta x$  in % bei neg. Abweichung des p-Sensors im Toleranzbereich von 1,5%

$\frac{x}{x_{\max}}$ p	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
5	25,92	10,41	7,02	6,32	6,47	6,96	7,60	8,30	9,04
10	28,48	11,60	7,71	6,77	6,80	7,21	7,80	8,47	9,18
15	30,30	12,53	8,29	7,16	7,09	7,44	7,98	8,62	9,31
20	31,77	13,34	8,80	7,52	7,35	7,64	8,14	8,75	9,42
25	33,03	14,05	9,27	7,85	7,59	7,83	8,30	8,88	9,52
30	34,17	14,70	9,70	8,15	7,82	8,01	8,44	9,00	9,62
35	35,21	15,30	10,11	8,44	8,04	8,18	8,58	9,11	9,72
40	36,17	15,87	10,49	8,72	8,25	8,35	8,71	9,22	9,81
45	37,08	16,40	10,86	8,99	8,45	8,50	8,84	9,32	9,89
50	37,95	16,91	11,21	9,24	8,65	8,66	8,96	9,42	9,98
55	38,77	17,39	11,55	9,49	8,84	8,81	9,08	9,52	10,06
60	39,57	17,86	11,88	9,73	9,02	8,95	9,20	9,62	10,14
65	40,33	18,31	12,19	9,97	9,20	9,09	9,31	9,71	10,21
70	41,08	18,75	12,50	10,20	9,38	9,23	9,43	9,80	10,29
75	41,80	19,18	12,80	10,42	9,55	9,37	9,54	9,89	10,36
80	42,50	19,59	13,09	10,64	9,72	9,50	9,65	9,98	10,44
85	43,20	19,99	13,38	10,86	9,89	9,64	9,75	10,07	10,51
90	43,87	20,39	13,66	11,07	10,05	9,77	9,86	10,16	10,58
95	44,54	20,77	13,93	11,27	10,21	9,90	9,96	10,24	10,65
100	45,19	21,15	14,20	11,48	10,37	10,02	10,06	10,33	10,72

Dampfgehalt

Abbildung A6:  $\Delta x$  in % bei pos. Abweichung des p-Sensors im Toleranzbereich von 1,5%

$\frac{x}{x_{\max}}$ p	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
5	21,08	8,58	5,85	5,31	5,46	5,90	6,45	7,06	7,71
10	22,75	9,39	6,33	5,61	5,67	6,05	6,56	7,14	7,75
15	23,87	10,01	6,72	5,87	5,86	6,18	6,65	7,20	7,79
20	24,76	10,53	7,06	6,11	6,02	6,29	6,73	7,26	7,83
25	25,51	11,00	7,37	6,32	6,17	6,40	6,81	7,31	7,86
30	26,19	11,42	7,65	6,52	6,32	6,51	6,89	7,37	7,90
35	26,80	11,81	7,92	6,71	6,45	6,61	6,96	7,42	7,94
40	27,37	12,17	8,17	6,89	6,59	6,71	7,04	7,47	7,97
45	27,90	12,51	8,42	7,06	6,71	6,80	7,11	7,52	8,01
50	28,41	12,83	8,64	7,23	6,84	6,89	7,18	7,58	8,04
55	28,90	13,14	8,86	7,39	6,96	6,98	7,24	7,63	8,08
60	29,37	13,44	9,08	7,55	7,07	7,07	7,31	7,67	8,11
65	29,82	13,72	9,28	7,70	7,19	7,16	7,37	7,72	8,15
70	30,26	14,00	9,48	7,85	7,30	7,24	7,44	7,77	8,18
75	30,69	14,27	9,67	7,99	7,41	7,33	7,50	7,82	8,22
80	31,11	14,53	9,86	8,13	7,51	7,41	7,57	7,87	8,25
85	31,52	14,78	10,05	8,27	7,62	7,49	7,63	7,91	8,29
90	31,92	15,03	10,23	8,40	7,72	7,57	7,69	7,96	8,32
95	32,31	15,27	10,40	8,54	7,83	7,65	7,75	8,01	8,36
100	32,70	15,51	10,58	8,67	7,93	7,73	7,81	8,06	8,39

Dampfgehalt

Abbildung A7:  $\Delta x$  in % bei neg. Abweichung der Temperaturmessung nach DIN EN 60751

$\frac{x}{x_{\max}}$ p	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
5	19,88	8,46	5,99	5,59	5,89	6,49	7,23	8,06	8,96
10	21,47	9,24	6,46	5,90	6,11	6,64	7,34	8,13	8,99
15	22,58	9,85	6,85	6,17	6,29	6,77	7,43	8,19	9,02
20	23,48	10,38	7,20	6,40	6,46	6,89	7,51	8,24	9,04
25	24,26	10,84	7,51	6,62	6,62	7,01	7,59	8,30	9,07
30	24,96	11,26	7,80	6,83	6,77	7,12	7,67	8,35	9,10
35	25,60	11,66	8,07	7,02	6,91	7,22	7,75	8,40	9,13
40	26,20	12,02	8,33	7,21	7,05	7,32	7,82	8,45	9,16
45	26,76	12,37	8,57	7,39	7,18	7,42	7,89	8,50	9,19
50	27,30	12,70	8,81	7,56	7,31	7,51	7,96	8,55	9,22
55	27,81	13,02	9,03	7,72	7,43	7,61	8,03	8,60	9,26
60	28,31	13,32	9,25	7,88	7,55	7,70	8,10	8,64	9,29
65	28,78	13,61	9,46	8,04	7,67	7,79	8,16	8,69	9,32
70	29,25	13,90	9,66	8,19	7,78	7,87	8,23	8,74	9,35
75	29,70	14,17	9,86	8,34	7,90	7,96	8,29	8,79	9,39
80	30,15	14,44	10,06	8,49	8,01	8,05	8,36	8,84	9,42
85	30,58	14,71	10,25	8,63	8,12	8,13	8,42	8,88	9,45
90	31,01	14,96	10,43	8,77	8,23	8,21	8,49	8,93	9,48
95	31,43	15,22	10,62	8,91	8,33	8,29	8,55	8,98	9,52
100	31,84	15,46	10,79	9,04	8,44	8,38	8,61	9,02	9,55

Dampfgehalt

Abbildung A8:  $\Delta x$  in % bei pos. Abweichung der Temperaturmessung nach DIN EN 60751





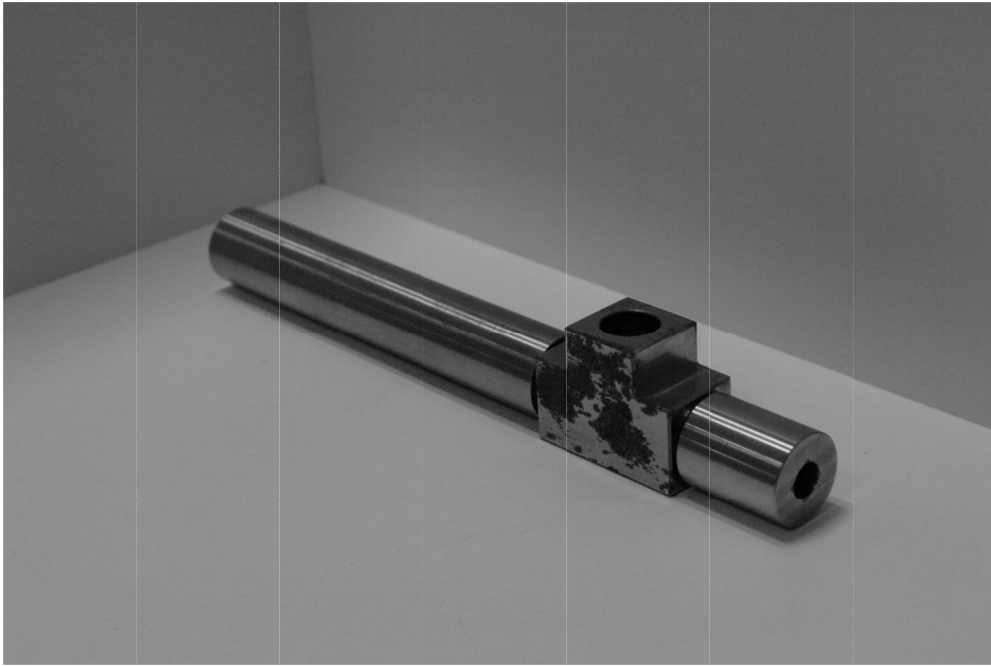


Abbildung A10: Dampfstrahlejektor DAI



Abbildung A11: Dampfstrahlejektor TU Braunschweig

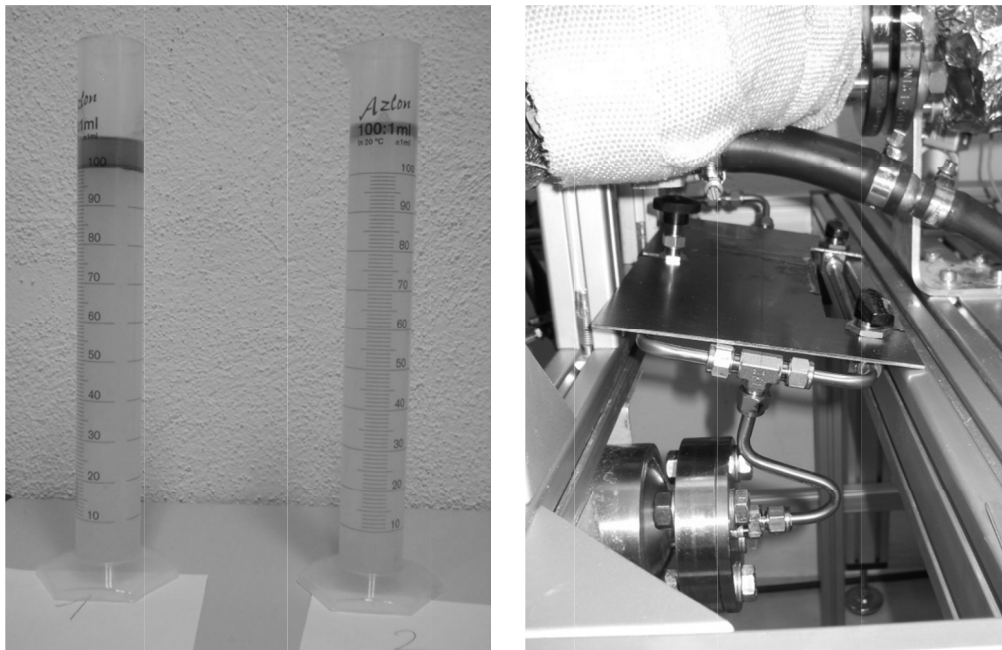


Abbildung A12: Ergebnis Ölumlaufmessung am Heißgasprüfstand

$p_{\text{treib}}: 8 \text{ bar}$

$p_{\text{treib}}: 12 \text{ bar}$

$p_{\text{treib}}: 30 \text{ bar}$

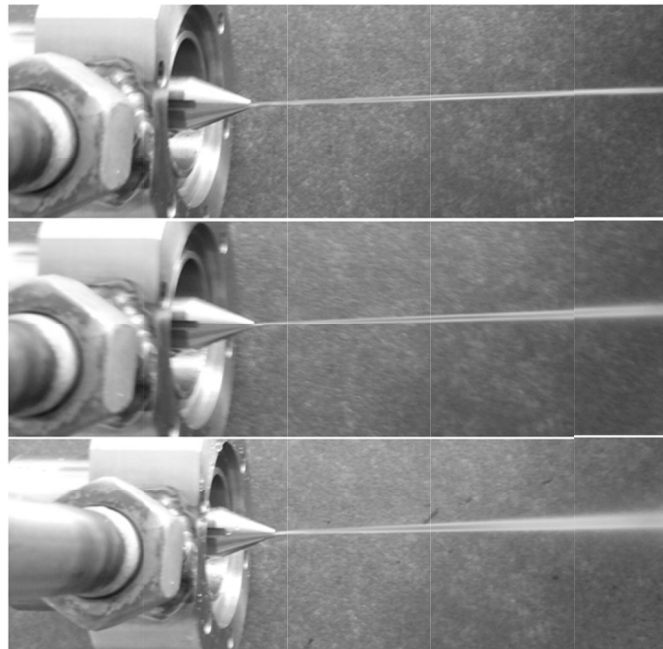


Abbildung A13: Ergebnisse Treibstrahluntersuchung

---

## Literatur

- [1] H. Schreier und L. Walter, „Future Commercial Vehicle Powertrains: Contributions to Sustainable Transportation,“ *SAE-China and FISITA, Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, pp. 987 - 997, 2013.
- [2] K. Bartholomé, „Thermoelektrik auf dem Weg zur Industriereife - Presseinformation,“ Fraunhofer-Institut für Physikalische Messtechnik IPM, Freiburg, 2013.
- [3] P. Trechow, „Fahrzeugindustrie fahndet weiter nach Technik zur Abwärmenutzung,“ *VDI Nachrichten Nr. 24*, p. 7, 14.06.2013.
- [4] C. S. Ernst, L. Eckstein und I. Olschewski, „Abschlussbericht - CO<sub>2</sub>-Reduzierungspotenziale bei Pkw bis 2020,“ Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Aachen, 2012.
- [5] M. Bernath, J. Swoboda, C. Karl, M. Sterzenbach und G. Wachtmeister, „Energetische Analyse im schweren Nutzfahrzeug im Hinblick auf thermische Rekuperationsmaßnahmen,“ in *Haus der Technik*, Berlin, 2012.
- [6] International Energy Agency, „IEA - CO<sub>2</sub> emissions statistics,“ 2014. [Online]. Available: <http://www.iea.org/statistics/topics/CO2emissions/>. [Zugriff am 19 08 2014].
- [7] Bundesministerium, „Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität der Bundesregierung,“ 01 August 2009. [Online]. Available: [www.bmub.bund.de/N44798/](http://www.bmub.bund.de/N44798/). [Zugriff am 15 08 2014].
- [8] A. Wiebelt und M. Wawzyniak, „14. Thermomanagement im elektrifizierten Antrieb,“ *MTZ Volume 74, Issues 7-8*, pp. 592 - 598, 07.2013.
- [9] P. Hofmann, „Ausblick,“ in *Hybridfahrzeuge - Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft*, Wien, Springer-Verlag, 2014, pp. 541 - 542.
- [10] M. Aeppli, „Masterthesis - Energetische Analyse von Wärmequellen für die thermische Rekuperation in ottomotorisch angetriebenen Kraftfahrzeugen,“ ETH Zürich, Sindelfingen, 2013.
- [11] W. Wenzel, I. G. Tabares und M. Becker, „Optimierung des Kaltstarts mittels Abgaswärmenutzung,“ *MTZ Volume 75, Issue 5*, pp. 48 - 54, 05.2014.
- [12] D. Crane, G. Jackson und D. Holloway, „Towards Optimization of Automotive Waste Heat Recovery Using Thermoelectrics,“ *SAE Technical Paper 2001-01-1021*, 05.03.2001.

- [13] J. LaGrandeur, „Automotive Waste Heat Conversion to Electric Power using Skutterudites, TAGS, PbTe and Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>,“ in *Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference*, Detroit, 2006.
- [14] J. W. Fairbanks, „Thermoelectric Developments for Vehicular Applications,“ in *Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference*, Detroit, 2006.
- [15] R. Stobart und D. Milner, „The Potential for Thermo-Electric Regeneration of Energy in Vehicles,“ *SAE Technical Paper 2009-01-1333*, 2009.
- [16] D. Jänsch, *Thermoelectrics goes automotive*, Renningen: Expert Verlag (ISBN: 978-3-8169-3064-8), 2011.
- [17] A. Kolb, „Kfz Klimatisierung (Kältetechnik Skript),“ TU München, München, 2004.
- [18] C. Bouvy, „Kälte aus Wärme - Adsorptionstechnik für die Klimatisierung im Automobil,“ *ATZ Volume 112, Issue 4*, pp. 236 - 241, 04.2010.
- [19] C. Bouvy, F. Lanzerath und B. Klitzing, „Zum Potenzial von Adsorptions-Kälteanlagen in zukünftigen Fahrzeugkonzepten,“ in *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2009.
- [20] P. Noeres, „Thermische Kälteerzeugung mit Dampfstrahlkältemaschinen,“ *KI - Luft- und Kältetechnik 42, Ausgabe 11*, pp. 478 - 483, 11.2006.
- [21] S. Elbel, „Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications,“ *International Journal of Refrigeration Volume 34, Issue 7*, pp. 1545 - 1561, 2011.
- [22] N. Ishizaka, K. Rokushima, Y. Takano, A. Thuya, T. Nakamura und H. Sato, „Ejektor-Kältekreislauf der nächsten Generation für Pkw-Klimaanlagen,“ *ATZ Volume 111, Issue 11*, pp. 834 - 839, 11.2009.
- [23] T. Horst, A. Jung, C. Polap, J. Berner und C. Schmidt, „Der Turbosteamer der zweiten Generation - Dynamischer Betrieb eines Dampfkreisprozesses zur Abgaswärmerecuperation unter Fahrzeugrahmenbedingungen,“ *VDI Berichte 2183 - VDI-Tagung mit Fachausstellung Innovative Fahrzeugantriebe, Düsseldorf*, pp. 87 - 98, 2012.
- [24] T. Horst, H. S. Rottengruber, M. Seifert und J. Ringler, „Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems,“ *Applied Energy, Volume 105*, pp. 293 - 303, 26.12.2013.
- [25] T. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts und J. Köhler, „Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management,“ *Energy Conversion and Management, Volume 78*, pp. 438 - 451, 02.2014.

- 
- [26] T. Breitling, R. Siegert, D. Mall und A. Hartmann, „Firmeninterne Präsentation - Möglichkeiten zur Nutzung der Abgasenthalpie,“ Daimler AG, Sindelfingen, 01.09.2014.
- [27] F. Sass, „MAYBACHS Benzin-Dampfmotor,“ in *Geschichte des deutschen Verbrennungsmotorenbaus*, Berlin, Springer, 1962, pp. 353 - 355.
- [28] H. Funk, „Homepage der Universität Stuttgart,“ 07 03 2014. [Online]. Available: [http://www.uni-stuttgart.de/hi/wgt/Projektseminar\\_History\\_Marketing\\_Porsche\\_WS\\_13\\_14/Hausarbeiten\\_Porsche/HA\\_Porsche\\_RNM\\_Populaer\\_final.pdf](http://www.uni-stuttgart.de/hi/wgt/Projektseminar_History_Marketing_Porsche_WS_13_14/Hausarbeiten_Porsche/HA_Porsche_RNM_Populaer_final.pdf). [Zugriff am 18 08 2014].
- [29] H. Funk, „Homepage der Universität Stuttgart,“ 07 04 2014. [Online]. Available: [http://www.uni-stuttgart.de/hi/wgt/Projektseminar\\_History\\_Marketing\\_Porsche\\_WS\\_13\\_14/Hausarbeiten\\_Porsche/HA\\_Porsche\\_RNM\\_Populaer\\_final.pdf](http://www.uni-stuttgart.de/hi/wgt/Projektseminar_History_Marketing_Porsche_WS_13_14/Hausarbeiten_Porsche/HA_Porsche_RNM_Populaer_final.pdf). [Zugriff am 18 08 2014].
- [30] R. Freymann, W. Strobl und A. Obieglo, „Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil,“ *MTZ Volume 69*, pp. 404-412, 05.2008.
- [31] R. Freymann, J. Ringler, M. Seifert und T. Horst, „Der Turbosteamer der zweiten Generation,“ *MTZ Volume 73, Issue 3*, pp. 114 - 119, 02.2012.
- [32] J. E. Körner, Dissertation - Niedertemperatur-Abwärmenutzung mittels Organic-Rankine-Cycle im mobilen Einsatz, Rostock: CuvillierVerlag Göttingen, 2012.
- [33] J. Körner, T. Kobs, M. Bargende und H.-J. Berner, „Waste heat recovery: Low temperature heat recovery using the Organic-Rankine-Cycle,“ in *13. Internationales Stuttgarter Symposium - Automobil- und Motorentechnik*, Stuttgart, 2013.
- [34] D. Knapp, R. Wurms und R. Budack, „Auslegung eines Abgasenergienutzungssystems unter den Randbedingungen eines Pkw-Antriebs mit Ottomotor,“ in *14. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz, 2013.
- [35] Y. Glavatskaya, P. Podevin, V. Lemort, O. Shonda und G. Descombes, „Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application,“ *Energies Volume 5*, pp. 1751-1765, 05.06.2012.
- [36] H. Oomori und S. Ogino, „Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System,“ *SAE Technical Paper - Nr. 930880*, pp. 159 - 164, 1993.
- [37] T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi und M. Shinohara, „Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines,“ *SAE Technical Paper*, Detroit, Michigan, 2007.
- [38] M. Kadota und K. Yamamoto, „Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System,“ *SAE Technical Paper*, Detroit, Michigan, 2008.
-

- [39] A. Semke, L. Hofmann, T. Böhm und T. Lösche-ter Horst, „Abwärmenutzung- ein Weg zur CO<sub>2</sub> Reduktion,“ in *Abwärmenutzung- ein Weg zur CO<sub>2</sub> Reduktion*, München, 2009.
- [40] J. Stegmaier, Dissertation - Betriebsstrategie für ein System zur Abwärmenutzung des Verbrennungsmotors, Kaiserslautern: TU Kaiserslautern, 2010.
- [41] M. Hötger, „Abwärmenutzung mittels Dampfkraftprozessen - Ausführungen, Potenziale und Limitierungen,“ in *1. Fachtagung Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, München, 2009.
- [42] J. Eberspächer GmbH & Co. KG, „Wärmerückgewinnung in der Abgastechnik: Innovative Konzepte zur Emissionsreduzierung,“ in *Pressemitteilung: Eberspächer auf der IAA Pkw 2011*, Frankfurt am Main, 2011.
- [43] A. Hartmann, Dissertation - Energie- und Wärmemanagement mit thermischer Rekuperation für Personenkraftwagen, Braunschweig: Logos Verlag Berlin (ISBN 978-3-8325-3737-1), 2014.
- [44] BP p.l.c, „BP Statistical Review of World Energy,“ London SW1Y 4PD, 2012.
- [45] M. Schöttle, „Strom aus Abwärme: Thermoelektrischer Generator erstmals in BMW-Studie,“ 15.05.2008. [Online]. Available: <http://www.springerprofessional.de/strom-aus-abwaerme-thermoelektrischer-generator-erstmals-in-bmw-studie-7878/3943354.html>. [Zugriff am 18.08.2014].
- [46] P. Treffinger, C. Häfele, T. Weiler, A. Eder, R. Richter und B. Mazar, „Energierückgewinnung durch Wandlung von Abwärme in Nutzenergie,“ *VDI-Berichte Nr. 2030*, pp. 385 - 405, 06.11.2008.
- [47] J. Liebl, S. Neugebauer, A. Eder, M. Linde, B. Mazar und W. Stütz, „Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar,“ *MTZ Volume 70*, pp. 272 - 281, 04.2009.
- [48] J. Buric, M. Sikora, J. Hejtmanek, K. Knizek, P. Horna, V. Svejda, D. Sevcik und M. Vajdak, „Waste heat recovery system with heat flow adjustment by heat pipe,“ in *9. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs*, Essen, 2006.
- [49] P. Wandt, „Technologien zur CO<sub>2</sub>-Minderung bei einem Hybrid-SUV zweiter Generation,“ in *ATZ/MTZ-Konferenz – Energie*, München, 2010.
- [50] A. Eiser, J. Doerr, M. Jung und S. Adam, „Der neue 1,8-l-TFSI-motor von Audi Teil 1 Grundmotor und Thermomanagement,“ *MTZ Volume 72*, pp. 466 - 474, 06.2011.
- [51] G. Gaiser, J. Schweizer und M. Feuerbach, „Abgaswärmeübertrager für die Verkürzung der Kaltstartphase des Motors,“ in *VDI-Fachkonferenz: Thermische Rekuperation in Fahrzeugen*, Nürtingen, 2014.

- 
- [52] P. Diehl, F. Haubner, S. Klopstein und F. Koch, „Exhaust Heat Recovery System for Modern Cars,“ SAE Technical Paper, Detroit, Michigan, 2001.
- [53] W. A. Kreiner, Entropie - was ist das?, Ulm: Universitätsverlag Ulm GmbH, 2013.
- [54] J. Berger, „Voith Abwärmenutzungssysteme SteamTrac/SteamDrive,“ HdT - Voith Turbo GmbH & Co. KG, Essen, 2012.
- [55] T. Paanu, S. Niemi und P. Rantanen, „Waste Heat Recovery – Bottoming Cycle Alternatives,“ in *Proceedings of the University of Vaasa - Reports 175*, Vaasa, 2012.
- [56] R. Struzyna, „Kreisprozesse - Nutzung der Motorabwärme durch Kreisprozesse,“ Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt, 2013.
- [57] T. Ho, S. Mao und R. Greif, „Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy,“ *Energy Volume 42, Issue 1 - 8th World Energy System Conference*, pp. 213 - 223, 06.2012.
- [58] T. Horst, B. Zuck, M. Seifert, C. Schmidt und H. Spliethoff, „Der Turbosteamer der 2. Generation. Fahrzeugintegration als Schlüssel zur effizienten Abwärmenutzung,“ in *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX: Energiemanagement*, Berlin, expert, 2012, pp. 14 - 34.
- [59] J. E. Körner, „Abgasenthalprierückgewinnung: Niedertemperatur-Abwärmenutzung mittels Organic-Rankine-Cycle,“ in *13. Internationales Stuttgarter Symposium - Automobil- und Motorentechnik*, Stuttgart, 2013.
- [60] C. Nelson, „Exhaust Energy Recovery,“ in *12th DEER Conference*, Detroit, 2006.
- [61] S. Robausch, „Modeling and Optimization of a WHR-System in a modern Truck Engine using KULI,“ in *International KULI User Meeting 2013*, Linz, 2013.
- [62] D. K. Gupta, R. Kumar und N. Kumar, „First and Second Law Analysis of Solar Operated Combined Rankine and Ejektor Refrigeration Cycle,“ *Applied Solar Energy Volume 50, Issue 2*, pp. 113 - 121, 04.2014.
- [63] A. Oliveira, C. Afonso, J. Matos, S. Riffat, M. Nguyen und P. Doherty, „A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas,“ *Applied Thermal Engineering Volume 22, Issue 6*, pp. 587 - 593, 04.2002.
- [64] A. Franke, „Diplomarbeit - Nutzung der Abwärme an PKW Verbrennungsmotoren,“ Universität Stuttgart / Daimler AG, Sindelfingen, 2010.
- [65] H. Watter, „Dampfturbinenkraftwerk,“ in *Regenerative Energiesysteme - Grundlagen, Systemtechnik und Anwendungsbeispiele aus der Praxis, 2. Auflage*, Wiesbaden, Vieweg+Treibner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011, pp. 253 - 254.
-

- [66] F. Eckert, „Verfahren zur Einkopplung von Wärme aus unterschiedlichen Quellen in ORC-Anlagen“. Deutschland Patent DE 10 2011 009 280 A1, 26.07.2012.
- [67] A. GmbH, „CoolSteam Klimatisierung,“ in *HdT-Tagung - Wärmemanagement im Kraftfahrzeug*, Berlin, 14.06.2012.
- [68] Amovis, „Kompetenzen - Klimatisierung,“ Amovis GmbH, [Online]. Available: <http://www.amovis.de/kompetenzen/klimatisierung-coolsteam/>. [Zugriff am 05 01 2014].
- [69] Y. Dai, J. Wang und L. Gao, „Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle,“ *Applied Thermal Engineering Volume 29, Issue 10*, pp. 1983-1990, 07.2009.
- [70] B. Zheng und Y. Weng, „A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources,“ *Solar Energy Volume 84, Issue 5*, pp. 784 - 791, 05.2010.
- [71] X. Li, X. Li und Q. Zhang, „The first and second law analysis on an organic Rankine cycle with ejector,“ *Solar Energy Volume 93*, pp. 100-108, 07.2013.
- [72] R. Fiorenzano, Dissertation - Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten, Göttingen: TU Braunschweig, 18.04.2011.
- [73] Körting Hannover AG, „Aufbau und Wirkungsweise der Strahlpumpen,“ [Online]. Available: <https://www.koerting.de/produkte/strahlpumpen-vakuumtechnik/strahlpumpen>. [Zugriff am 22 12 2014].
- [74] Körting Hannover AG, „Firmenhomepage,“ [Online]. Available: [www.koerting.de](http://www.koerting.de). [Zugriff am 03 12 2014].
- [75] K. I. Cizungu, Dissertation - Modellierung und Optimierung von Ein- und Zweiphasen-Strahlverdichtern im stationären Betrieb, Universität Stuttgart: Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, 02.10.2003.
- [76] A. Hafner und K. Banasiak, „Experimentelle Untersuchungen von R744-Ejektordüsen,“ in *Deutsche Kälte-Klima-Tagung*, Magdeburg, 2010.
- [77] P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan und F. Mayinger, *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen - Band 1: Einstoffsysteme*, Berlin/Heidelberg: Springer, 2009, pp. 248-253.
- [78] S. He, Y. Li und R. Z. Wang, „Progress of mathematical modeling on ejectors,“ *Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 13, Issue 8*, pp. 1760 - 1780, 10.2009.
- [79] NIST - National Institute of Standards and Technology, „REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties“.



- 
- [80] A. Hafner, Y. Ladam, T. Andresen und P. Neksa, „Experimental investigation of different ejector geometries for R-744 transcritical systems,“ in *9th IIR Gustav Lorentzen Conference*, Sydney, Australia, 2010.
- [81] M. Nakagawa, A. Marasigan und A. Kurashina, „Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with an without heat exchanger,“ *International Journal of Refrigeration Volume 34, Issue 7*, pp. 1604 - 1613, 11.2010.
- [82] M. Nakagawa, A. Marasigan und T. Matsukawa, „Experimental analysis of two-phase ejector system with varying mixing cross-sectional area using natural refrigerant CO<sub>2</sub>,“ *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Volume 18, Issue 4*, pp. 297 - 307, 12.2010.
- [83] F. Mayinger, „Abzweigungen und Vereinigungen & Ausbreitung von Druckwellen,“ in *Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen*, Wien, Springer-Verlag, 1982, pp. 63 - 72.
- [84] J. Köhler, C. Richter, W. Tegethoff und C. Tischendorf, „Experimental and Theoretical Study of a CO<sub>2</sub> Ejector Refrigeration Cycle,“ in *VDA Winter Meeting*, Saalfelden, 14./15.02.2007.
- [85] S. Elbel und P. Hrnjak, „Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation,“ *International Journal of Refrigeration Volume 31, Issue 3*, pp. 411-422, 05.2008.
- [86] M. Reichler, Dissertation - Theoretische Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, Universität Stuttgart: Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 2009.
- [87] C. Lucas, „Firmeninterne Präsentation Daimler AG - Auslegung von zwei Wasser Ethanol Ejektoren,“ TU Braunschweig, Braunschweig, 14.02.2012.
- [88] F. Ramsperger, T. Zegenhagen, S. Kadunic, H. Pucher und F. Ziegler, „Increased gasoline engine efficiency due to an exhaust heat-driven cooling system,“ *MTZ worldwide Volume 71, Issue 2*, pp. 40 - 44, 02.2010.
- [89] S. Kadunic, F. Scherer, R. Baar und T. Zegenhagen, „Ladeluftkühlung mittels Abgasenergienutzung zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren,“ *MTZ Volume 75, Issue 1*, Nr. Volume 75, Ausgabe 1, pp. 80 - 87, 01.2014.
- [90] Technische Universität Berlin, „Heat2Cool,“ Institut für Energietechnik, Maschinen- und Energietechnik, 07 04 2010. [Online]. Available: [http://www.eta.tu-berlin.de/menue/energie\\_forschung/projekte/heat2cool/](http://www.eta.tu-berlin.de/menue/energie_forschung/projekte/heat2cool/). [Zugriff am 27 02 2014].
- [91] Webasto, „<http://webasto.com>,“ 12 2000. [Online]. Available: [http://www.sternzeit-107.de/downloads/Schulungs-Handbuch\\_Klima\\_D\\_9003161A\\_3002kb.pdf](http://www.sternzeit-107.de/downloads/Schulungs-Handbuch_Klima_D_9003161A_3002kb.pdf). [Zugriff am 27 12 2013].
-

- [92] J. Gärtner, T. Koch, F. Obrist und C. Schmälzle, „Druckspeicher und Abwärmenutzungsvorrichtung“. Deutschland Patent DE 10 2011 122 436 A1, 27.06.2013.
- [93] U.S. Environmental Protection Agency, „Ozone Layer Protection,“ 07 11 2014. [Online]. Available: <http://www.epa.gov/ozone/geninfo/gwps.html>. [Zugriff am 12 01 2015].
- [94] K. H. Kim, H. J. Ko und S. W. Kim, „Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle with Internal Heat Exchanger,“ *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing Volume 1, Issue 1*, pp. 41 - 45, 02.2013.
- [95] W. Li, X. Feng, L. J. Yu und J. Xu, „Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle,“ *Applied Thermal Engineering Volume 31, Issues 17-18*, pp. 4014 - 4023, 12.2011.
- [96] Y. Li, Masterthesis - Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications, Universität Lehigh: Graduate and Research Committee of Lehigh University, 01.2012.
- [97] A. Bourji und A. Winstead, „Optimizing an Organic Rankine Cycle,“ *Chemical Engineering Progress - Magazine*, pp. 35 - 39, 01.2013.
- [98] S. Karellas und A. Schuster, „Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications,“ *International Journal of Thermodynamics Volume 11, Issue 3*, pp. 101 - 108, 09.2008.
- [99] Y. Dai, J. Wang und L. Gao, „Parametric optimization and comparative study of organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery,“ *Energy Conversion and Management Volume 50, Issue 3*, pp. 576 - 582, 03.2009.
- [100] K. Yang, H. Zhang, Z. Wang, J. Zhang, F. Yang, E. Wang und B. Yao, „Study on the Performance of the Organic Rankine Cycle System with Internal Heat Exchanger under Vehicle Engine Various Operating Conditions,“ *Advanced Materials Research Volume 856*, pp. 349 - 356, 12.2013.
- [101] R. Löhner, Diplomarbeit - Bewertung von Maßnahmen der Effizienzsteigerung an einem geschlossenen Druckkreislauf zur thermischen Rekuperation in PKW, Karlsruhe: Institut für Fahrzeugtechnik, 03.2014.
- [102] Bundesministerium, „Internationale Klimapolitik,“ 01 04 2002. [Online]. Available: <http://www.bmub.bund.de/themen/klima-energie/klimaschutz/internationale-klimapolitik/detailansicht/artikel/kyoto-protokoll-zum-internationalen-klimaschutz-protokoll-und-gesetz/>. [Zugriff am 12 09 2014].
- [103] Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, „Springer für Professionals,“ 22 08 2014. [Online]. Available: <http://www.springerprofessional.de/blau-plakette-fuer-bessere-luftqualitaet/5281688.html>. [Zugriff am 31 10 2014].

- [104] netTraders GmbH, „www.umwelt-plakette.org,“ 19 09 2014. [Online]. Available: <http://www.umwelt-plakette.org/die-blaue-plakette/>. [Zugriff am 03 11 2014].
- [105] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V., „FOCUS Online,“ 27 11 2014. [Online]. Available: [http://www.focus.de/auto/elektroauto/elektroauto-mit-17-prozent-kapazitaets-verlust-zeitbombe-akku-verlieren-elektroautos-schon-nach-drei-jahren-an-reichweite\\_id\\_4305025.html](http://www.focus.de/auto/elektroauto/elektroauto-mit-17-prozent-kapazitaets-verlust-zeitbombe-akku-verlieren-elektroautos-schon-nach-drei-jahren-an-reichweite_id_4305025.html). [Zugriff am 23 03 2015].
- [106] C. Schwarzer, „Homepage Zeit Online,“ Zeit Online GmbH, 10 02 2015. [Online]. Available: <http://www.zeit.de/mobilitaet/2015-02/elektroauto-bosch-batterie>. [Zugriff am 23 03 2015].
- [107] E. Truckenbrodt, „Stationäre Fadenströmung eines dichteänderlichen Fluids,“ in *Fluidmechanik Band 2: Elementare Strömungsvorgänge dichteänderlicher Fluide sowie Potential- und Grenzschichtströmungen*, Heidelberg, Springer-Verlag, 1980, pp. 35 - 39.

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: Andreas Franke  
Geburtsdatum: 01.07.1981  
Geburtsort: Stuttgart Bad-Cannstatt

### Bildung

06 / 1988 – 06 / 1992 Eugen Bolz Grundschule Kornwestheim  
07 / 1992 – 06 / 2002 Ernst-Sigle Gymnasium Kornwestheim  
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife  
10 / 2003 – 04 / 2010 Universität Stuttgart (Allgemeiner Maschinenbau)  
Abschluss: Diplom Ingenieur  
09 / 2009 – 04 / 2010 Diplomarbeit – Daimler AG, Sindelfingen  
Nutzung der Abwärme an PKW Verbrennungsmotoren  
seit 04 / 2011 Doktorand am Fachgebiet Technische Thermodynamik  
der Technischen Universität Darmstadt

### Berufliche Tätigkeit

05 / 2010 – 09 / 2014 MBtech Group GmbH & Co. KGaA  
Berechnungsingenieur - Thermomanagement  
seit 10 / 2014 Daimler AG, Research & Development, Sindelfingen  
MBC Wärmeübertrager & Kühlmodule